

**Факултет инжењерских наука
Универзитета у Крагујевцу**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Друмски саобраћај

Предмет: Возила повећане проходности

Број индекса: 366/2015

Бојан Р. Петровић
Кочни системи возила са гусеницама

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Јованка Лукић, проф. -ментор**
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

- да преглед конструктивних решења система за кочење возила са гусеницама,
- анализира спрегу кочног система и система за заокретање,
- да анализу потребне снаге за заустављање гусеничног возила,
- да трендове развоја кочног система.

Препоручена литература:

- [1] Rieth P., Breuer B., Bill K.: Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik, Springer Vieweg, 2012
- [2] W. Merhof E.-M. Hackbarth, (Hersg.): Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge 2003
- [3] Демић М.: Основи теорије гусеничних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 1992

Крагујевац, 01.04.2017.

Ментор:
Др Јованка Лукић, проф.

Резиме

Овај мастер рад састоји се из теоријских делова у којима се обрађују основни појмови везани за гусенична возила, тачније појмови везани за кочне системе који се користе код гусеничних возила. На почетку рада, дат је преглед конструктивних решења кретања код гусеничних возила, тј. гусеничних механизма како би се стекао основни увид у њихову конструкцију. Након тога, кроз један од циљева овог рада, следи преглед кочних система код савремених гусеничних возила. Даљим током, приказане су теоријске основе кочења гусеничног возила за основне случајеве кочења. Пошто су кочни и управљачки систем често сједињени, након теоријских основа објашњена је спрега између та два система. Приказани су основни механизми система за управљање, као и кочни уређаји који се могу интегрисати са системом за заокретање (управљање) гусеничних возила. Такође, дате су теоријске основе процеса заокретања гусеничних возила како би се боље разумела сврха сједињења кочног и управљачког система. На крају је извршена анализа потребне снаге за заустављање возила дати су трендови развоја кочног система према врстама гусеничних возила.

Кључне речи: Систем за кочење, систем за управљање, гусенична возила...

Abstract

This master work consists of theoretical parts dealing with basic concepts related to crawler vehicles, more specifically terms related to braking systems used in crawler vehicles. At the beginning of the paper, an overview of the constructive solutions of the movers in the crawler vehicles, i.e. tracked mechanisms in order to gain a basic insight into their construction. Afterwards, through one of the objectives of this paper, a review of braking systems with modern crawler vehicles is followed. In addition, theoretical bases for braking a crawler vehicle for basic braking cases are presented. Since the braking and steering systems are often merged, theoretical bases explain the connection between the two systems. The basic mechanisms of the control system as well as the braking devices that can be integrated with the system for shifting (controlling) crawler vehicles are shown. Also, theoretical bases of the turning process of the crawler vehicles are given in order to better understand the purpose of the union of the braking and steering system. In the end, an analysis of the necessary force for stopping the vehicle was given to the trends of the development of the braking system according to the types of crawler vehicles.

Keywords: Braking system, steering system, crawler vehicles...

САДРЖАЈ

Увод.....	6
1. Конструктивна решења гусеничних механизма	7
2. Преглед конструктивних решења система за кочење	15
3. Кочење гусеничног возила.....	24
3.1. Анализа параметара кочења коришћењем кочних уређаја	24
3.2. Анализа параметара кочења при кочењу мотором	31
3.3. Анализа параметара кочења спољашњим отпорима	32
3.4. Стварни параметри кочења гусеничних возила	33
3.5. Анализа кочења употребом ретардера	34
4. Анализа спреге кочног система и система за заокретање.....	37
4.1. Кочнице у функцији система за заокретање.....	37
4.2. Механизми система за заокретање	40
4.2.1. Механизам спојница/кочница	40
4.2.1. Бочне вишедискосне спојнице и планетарни механизми	41
4.2.2. Систем заокретања преко зупчаника	42
4.2.3. Систем контролисаног заокретања са диференцијалом	43
4.2.4. Систем заокретања са дуплим диференцијалом - "Maybach"	43
4.3. Кинематика процеса заокретања	44
4.3.1. Праволинијско кретање гусеничних возила	44
4.3.2. Заокретање гусеничних возила	45
4.4. Анализа.....	49
5. Анализа потребне снаге за заустављање гусеничног возила.....	50
5.1 Кочење коришћењем кочних уређаја	50
5.2. Кочење коришћењем мотора.....	52
5.3. Кочење спољашњим отпорима	53
6. Трендови развоја кочног система.....	54
Закључак	57
Литература.....	59

Увод

Гусенична возила су возила опремљена гусеницама као кретачима како би имала повећану покретљивост и способност маневрисања у ван путним условима. Гусенична возила могу бити различите намене: од трактора, преко радних машина до возила за војну употребу. Примена гусеничних возила имају предност у односу на возила са точковима у тешким експлоатационим условима, нарочито када су у питању, проходност, вучне карактеристике, продуктивност и поузданост у раду.

Прво гусенично возило израдили су Британци 1916.године, и то као оклопно возило за потребе рата. Алвин Ломбард (Alvin Orlando Lombard), патентирао је 1901. године у Сједињеним Америчким Државама (САД) парну шумарску машину за вучу са гусеницама, а до 1917. године су израђене су 83 гусеничне парне машине за вучу, да до 1934. године у гусеничаре били уграђивани бензински и дизел мотори. Ипак, проналазак гусеница приписује се енглеском проналазачу Ричарду Ловелу Едгеворт – у (Richard Lovell Edgeworth) још 1770.године. Први прототипи гусеничних возила имала су низ недостатака, нарочито када је у питању управљање возилом, тј. заокретање.

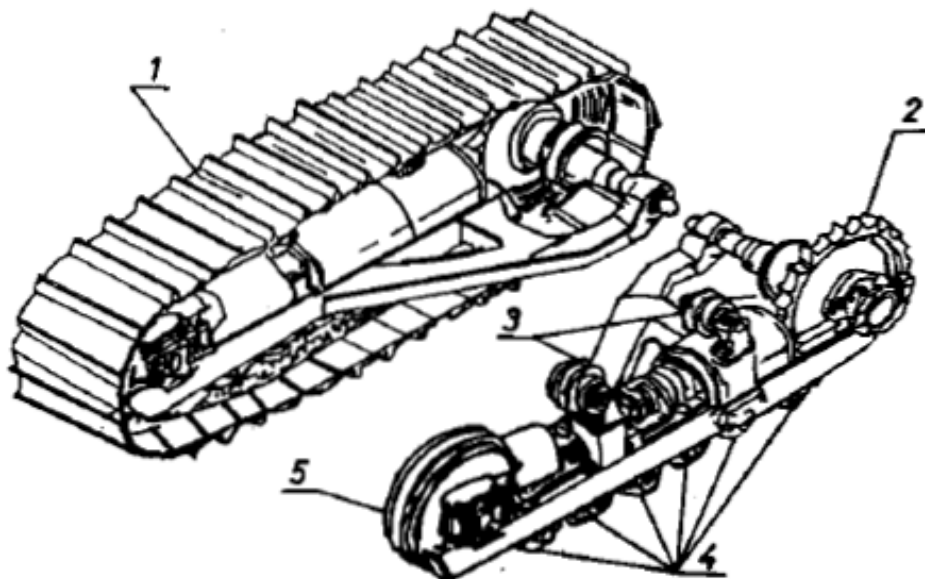
Развој и производња гусеничних возила представљају сложен техничко-технолошки процес. Најсложенији систем овог типа возила јесу гусенице, нарочито ако се имају у виду услови рада (тешки ванпутни услови), геометрија и кинематика гусеница. Овај тип возила може бити различит по конструкцији возила и намени, али до сада не постоји нека јасна подела. Савремена гусенична возила прем својој конструкцији у појединим параметрима надмашују точкаше. Оно што су недостаци гусеничних возила јесу кратак радни век, степен искоришћења, бука коју производе и др.

Када је реч о перформансама гусеничних возила гусенична возила конструисана за од највећег значаја су вучне карактеристике, јер оне говоре о способности возила да вуче или гура различите радне прикључке. Оно што се очекује од савремених гусеничних возила јесте економичност, поузданост, проходност, рентабилност, комфор и климатизација радног места возача и повећање радног века машине. Код савремених гусеничних возила тежи се смањењу губитака у трансмисији и на гусеничном погону, односно повећање степена искоришћења. Развој алтернативних система погона и њихових компоненти, довео је до знатних унапређења њихових радних карактеристика. Очекује се да у будућности технологија омогући је ширу примену гусеничних возила са електричном трансмисијом, као једним од облика алтернативних погона, који пружа значајне предности у поређењу са класичним системима погона са механичким или хидростатичким преносним системом. [1]

1. Конструктивна решења гусеничних механизма

Оно што је основна разлика гусеничних возила у односу на друга возила јесте гусенични кретни механизам. На **слици 1.1**, приказано је конструкционо решење гусеничног кретног механизма.

Конструкција гусеничног механизма зависи од намене гусеничног возила и експлоатационих захтева. Тако се може направити подела на гусеничне механизме код којих се погонски ланчаник налази на предњем или задњем крају возила, као и према конструктивном решењу са или без носача. Такође, гусенице могу бити са краћим или дужим чланцима и разликовати према намени (коришћење по блату или снегу), као и са отвореним или затвореним шарниром и са или без гумених лежишта итд. [1]



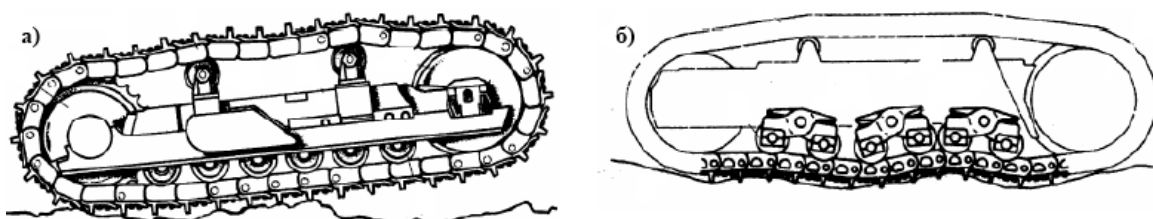
Сл. 1.1. Конструктивно решење гусеничног кретног механизма [1]

1. гусеница, 2. погонски ланчаник, 3. носачи гусеница, 4. потпорни точкови, 5. водећи точак

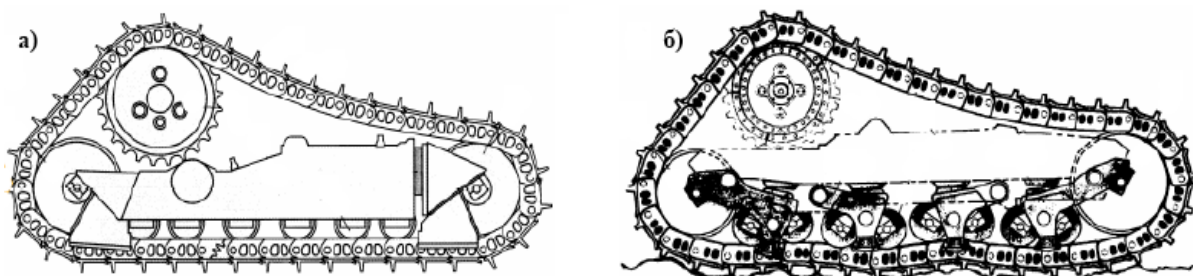
Гусенични кретни механизми

Гусенични кретни механизам може бити изведен као:

- крути механизам (са једним погонским и затезним ланчаником, **слика 1.2**) и
- еластични механизам (са једним погонским и два затезна ланчаника, **слика 1.3**).

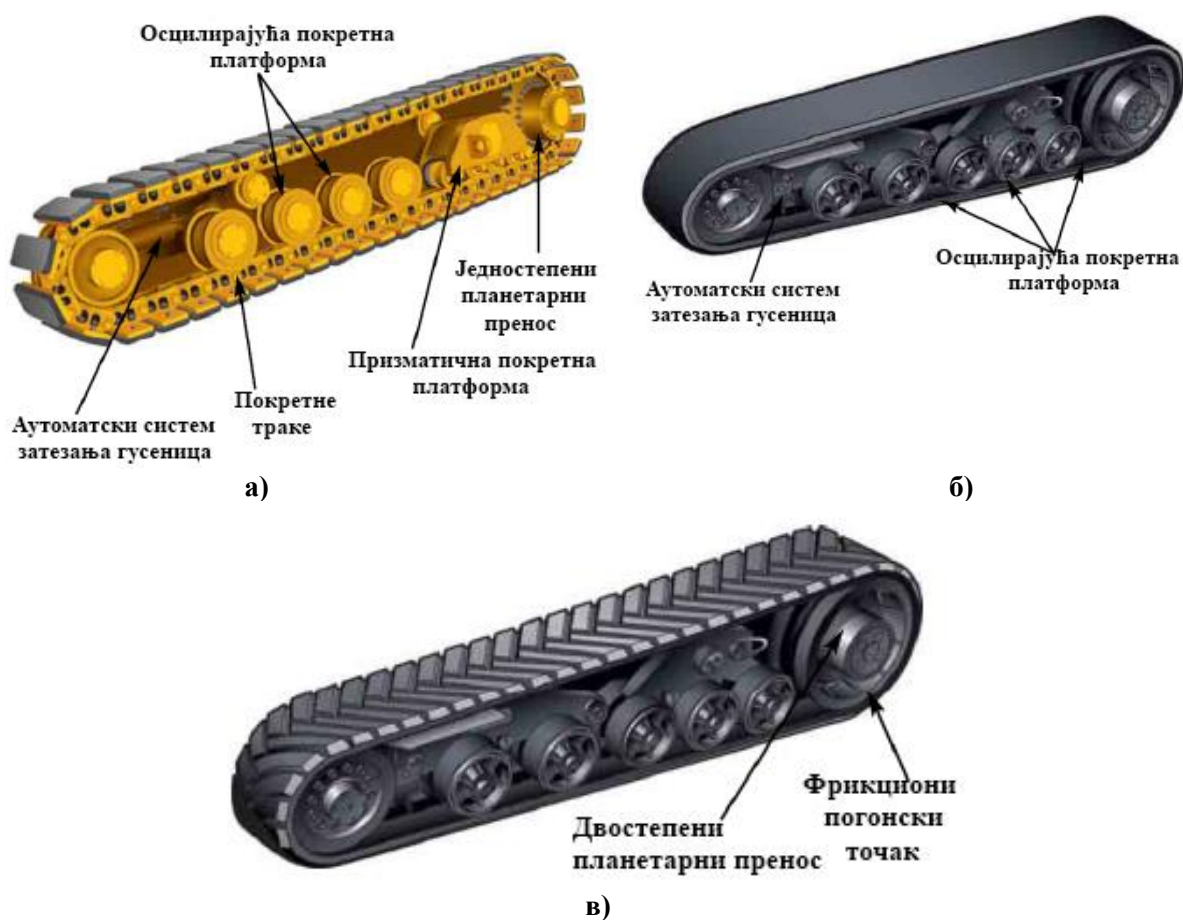


Сл. 1.2. Гусенични механизам са једним погонским и једним затезним ланчаником
а) крути, б) еластични [2]



Сл. 1.3. Гусенични механизам са једним погонским и два затезна ланчаника:
а) крути, б) еластични [2]

Код савремених гусеничних возила изводе се различите конструкције гусеничног механизма и то: са челичним гусеницама које могу бити обложене гуменим елементима, са глатким појасом и тракастим ременом (газећим појасом). Ова решења гусеничних механизма приказане су на слици 1.4.



Сл. 1.4. Конструкције савремених гусеничних механизма [3]

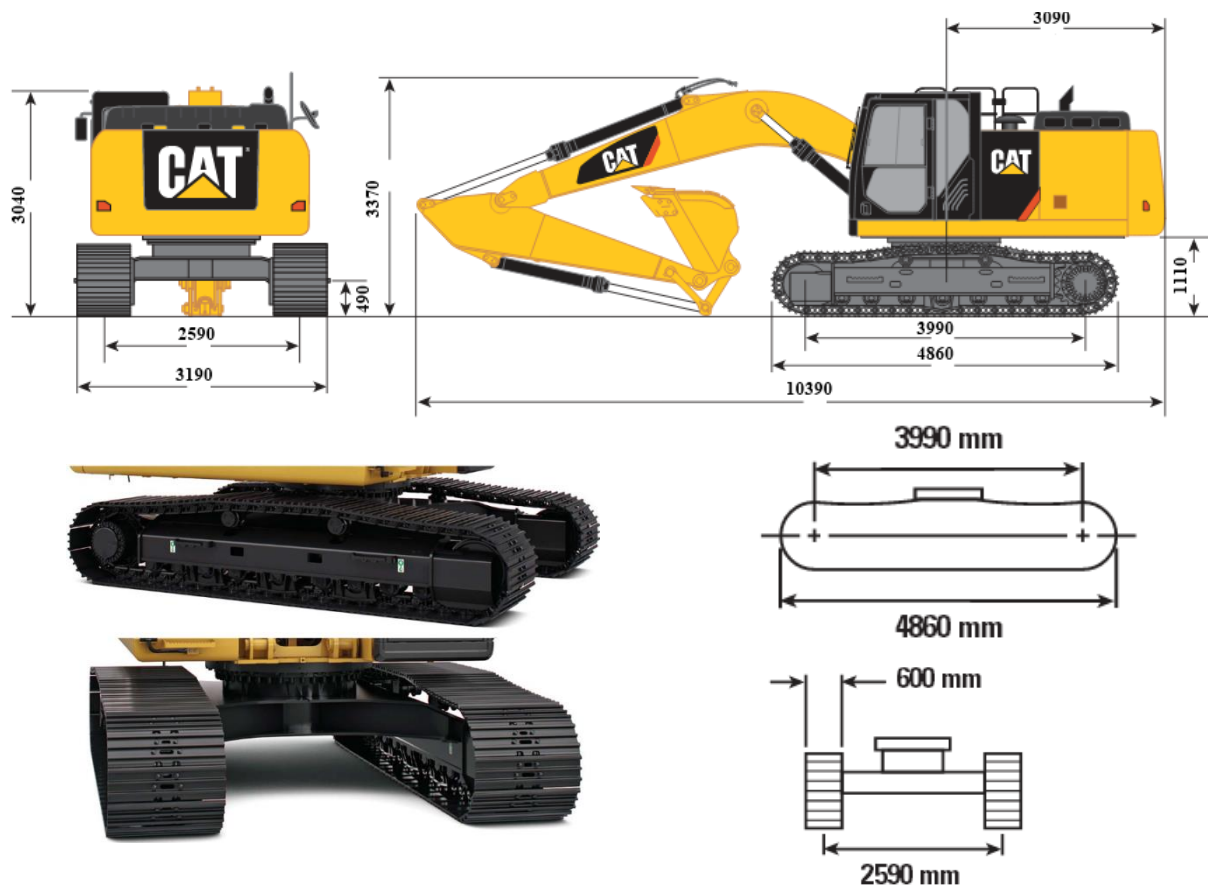
а) челична гусеница са гуменим елементима, б) гусеница са глатким појасом,
в) гусеница са тракастим ременом (газећим појасом)

Овај тип погона користи се за разне потребе, најчешће код радних возила и возила за војне потребе, и то:

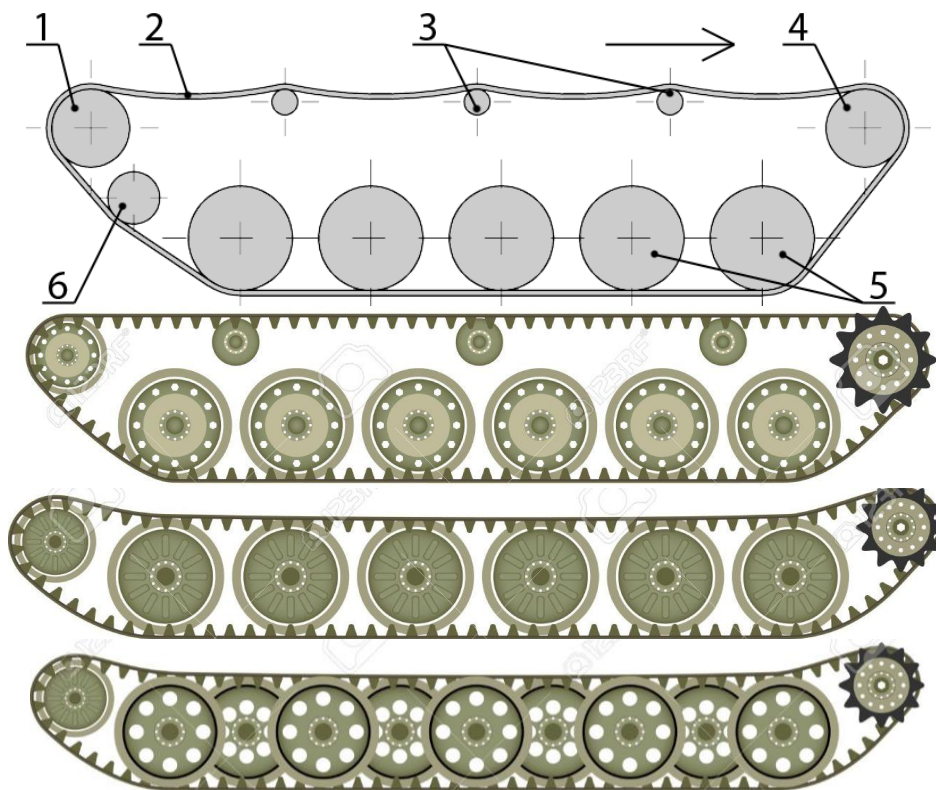
- Трактори гусеничари (слика 1.5) који своју примену налазе за разривање, премештање и равнање земљишта. Трактори гусеничари остварују принципијално са разгранатом конфигурацијом кинематичког ланца.
- Хидраулички багери (слика 1.6), за чији се погон користи погонски хидрауличких систем, примењују се за раскопавање зеље и друге грађевинске радове. Хидраулички багери производе се у више величина, а концепције погонских система се разликују зависно од величине односно масе багера и конфигурације њиховог кинематичког ланца. Овај тип багера су се појавили релативно скорије и њихова констукција се још увек усавршава.
- Мини багери (350÷4000 kg), функција мини багера су разноврсне и везују се грубе грађевинске радове. Такође, користе се за различите манипулационе задаткеу релативно малом радном простору у урбаним срединама. Конструишу се у различитим конфигурацијама кинематичких ланаца са повећаним бројем чланова у ланцу и бројним извршним алатима.
- Средњи и велики багери. (средњи до 40000 kg велики и до 50000 kg), а обављају претежно функцију копања. Констуишу се са класичном петочланом конфигурацијом кинематичког ланца са и ослоно-кретним механизмом и обртном платформом, док радну функцију обављају сменљиви дубински или утоварни манипулатор са стрелом, руком и кашиком.
- Возила за војне намене, могу бити борбена или не борбена. Гусенични погон користе искључиво ради савалдавања неприступачних терена и препрека у ван путним условима. Могу се одликовати великом масом, нарочито ако су оклопљена и погонским агрегатом велике снаге. На слици 1.7, приказане су поједине изведбе гусеничног механизма код тенка.



Сл. 1.5. Трактор гусеничар Challenger MT875C [3]



Сл. 1.6. Хидраулички багер гусеничар CAT 330F L/F LN [3]

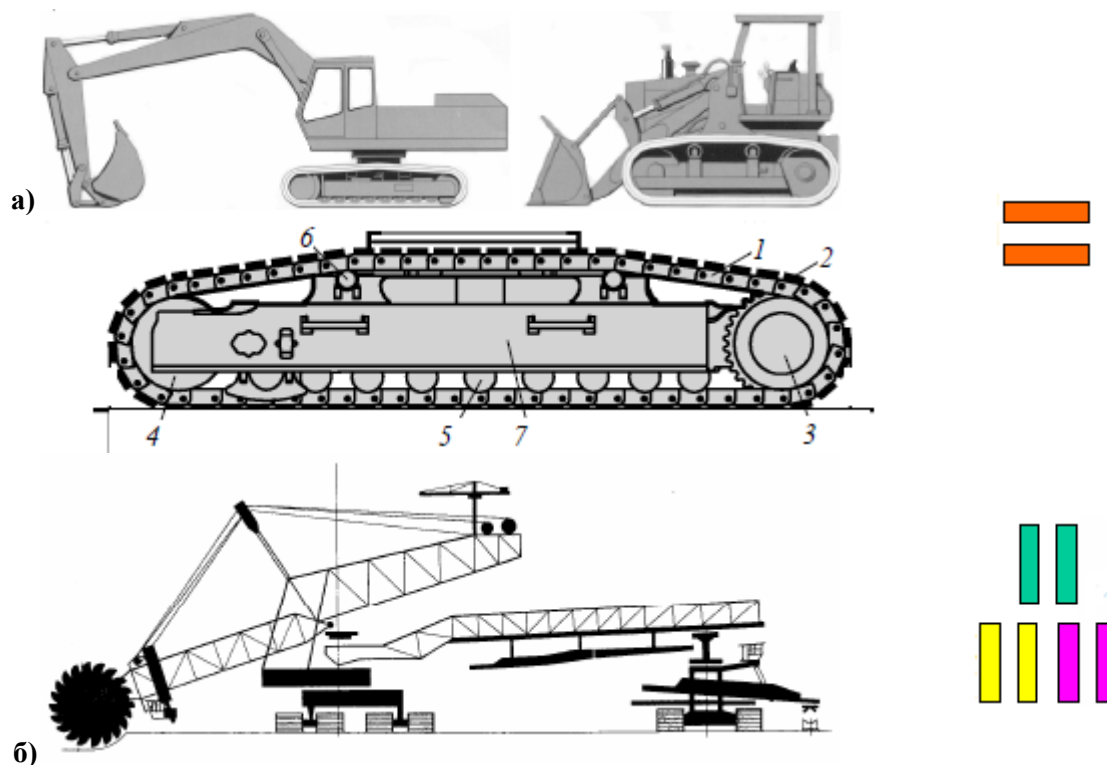


Сл. 1.7. Конструкциона решења гусеничног механизма код тенка [4]

1. задњи погонски точак/ланчаник, 2. гусеница/покретна трака, 3. повратни вальци,
4. предњи погонски точак/ланчаник, 5. вальци, 6. затезач

Када је у питању концепција кретних гусеничних механизма, оне могу бити и:

- са једним паром гусеница и (слика 1.8а)
- са више пари гусеница (слика 1.8.б).



Сл. 1.8. Концепција гусеничних механизма [2]

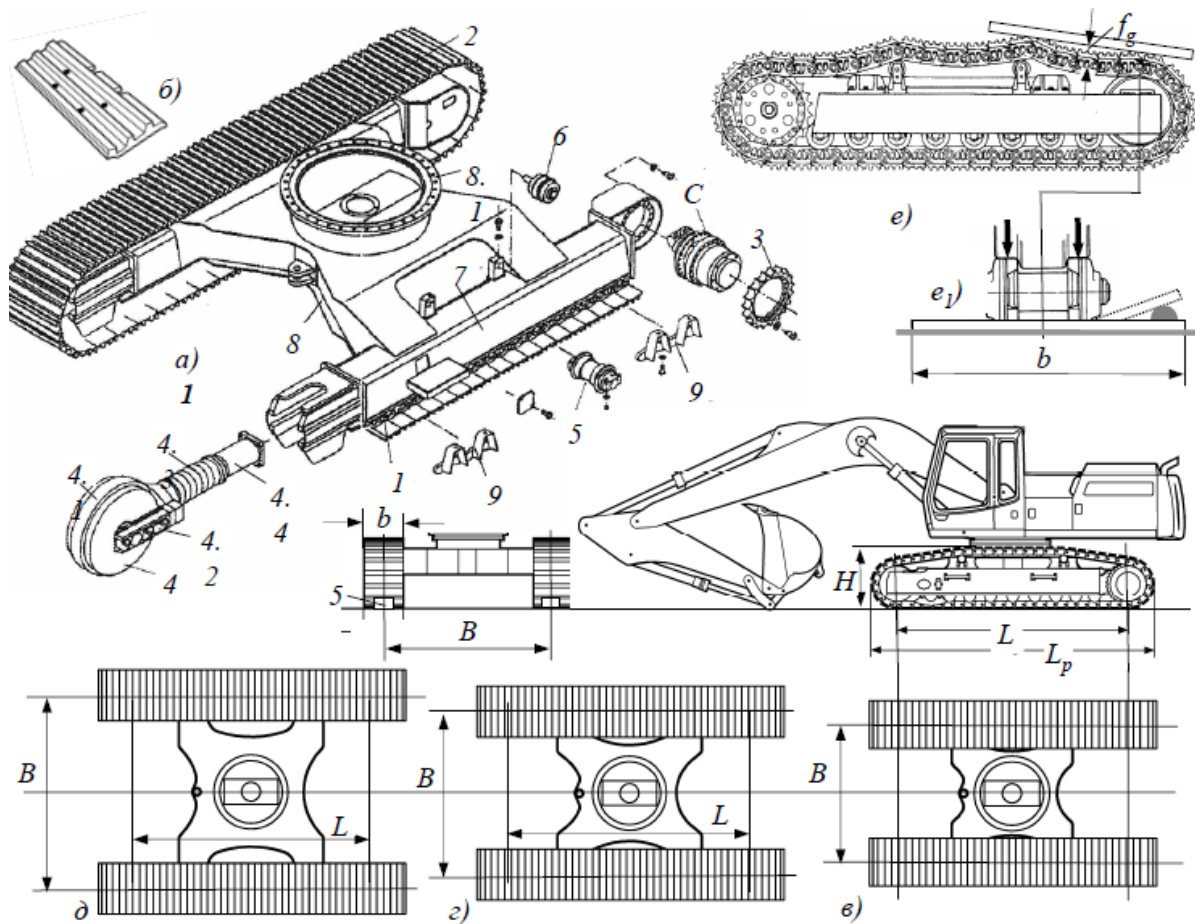
а) са једним паром гусеница: 1. ланац/гусеница, 2. Папуча гусенице, 3. погонски точак/ланчаник, 4. затезни точак, 5. ваљци, 6. водећи ваљци, 7. подужни носач – костур, б) са више пари гусеница

Варијанте извођења гусеничних механизма могу бити различите, и то:

- ширинама папуча b ,
- дужинама налегања L и
- распонима гусеница V .

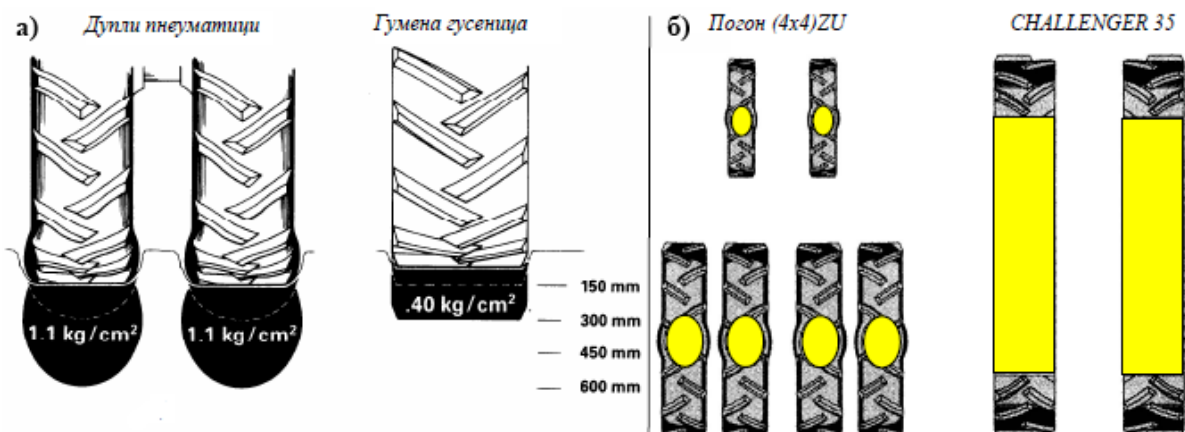
На слици 1.9, приказане су различите варијанте извођења гусеничног механизма код хидрауличког багера са означеним елементима. Варијанте извођења гусеничног механизма зависе, пре свега, од намене возила и предвиђених експлоатационих услова. Извођење гусеница може се разликовати по ширини гусеничних папуча, дужини налегања гусеница и распону гусеница.

Данас се код савремених гусеничних возила све више примењују гумене гусенице. Гумене гусенице се производе различитих димензија за све врсте радних машина, као што су мини багери, утоваривачи, ровокопачи трактори и др. На слици 1.10, приказано је поређење оптерећења на тло између стандардног пнеуматика и гумене гусенице и поређење контактних површина, где је иста обележена жутом бојом, док је на слици 1.11, приказан гусенични кретни механизам са гуменом гусеницом.

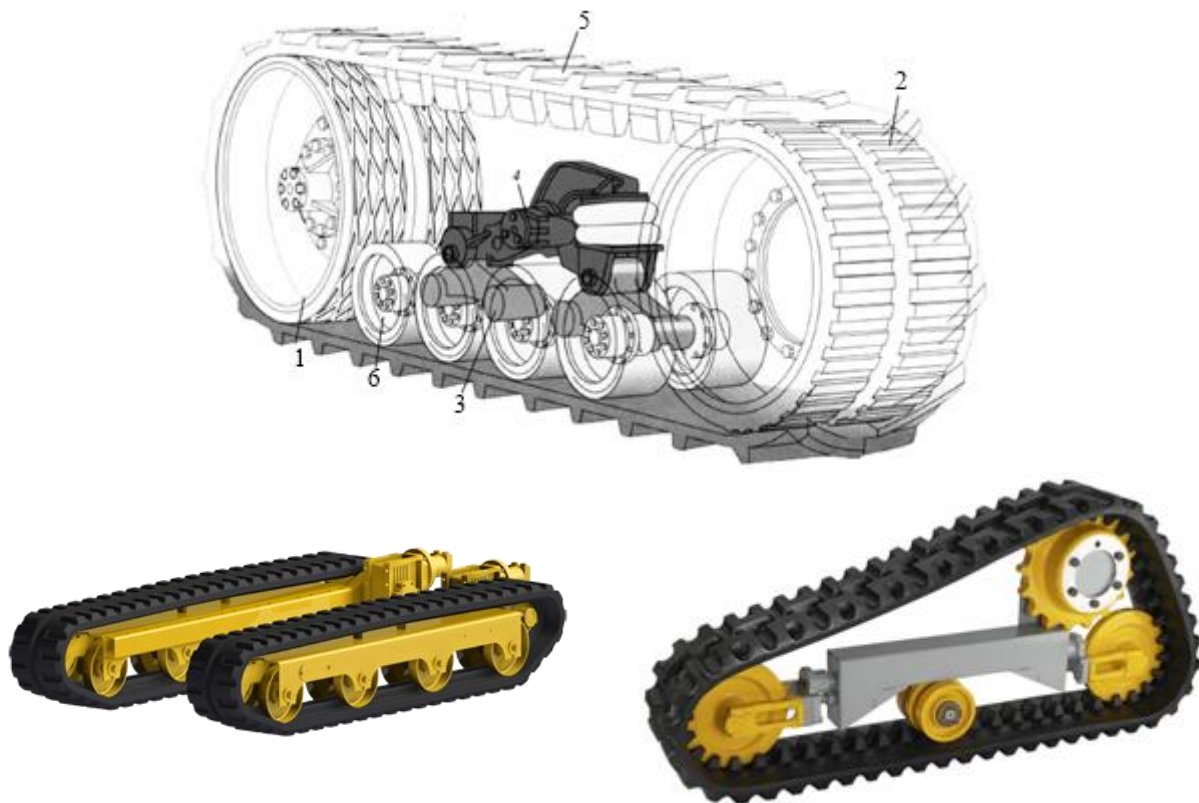


Сл. 1.9. Ослоно-кретни механизми хидрауличкох багера са једним паром гусеница [2]

а) елементи кретног механизма: 1. ланац гусенице, 2. папуче, 3. погонски ланчаник, 4. затезни уређај, 5. досећи ваљци, 6. водећи ваљци, 7. костур гусенице, 8. попречни носач костура кретног механизма, 8.1. венац за везу зглоба (лежаја) кретног механизма и платформе багера, 9. штитници ланаца гусенице, С – погон кретања багера, б) папуче гусенице, в) стандардно извођене кретног механизма за опште услове рада, г) продужена варијанта кретног механизма за мочварне и мекане подлоге, д) ојачана варијанта кретног механизма за тешке услове рада, е) f_g – дозвољени угиб гусенице (Ознаке: b – ширина папуче, L – дужина налегања, L_p – дужина гусеничног механизма, H – висина гусеница, B – распон између гусеница)



Сл. 1.10. а) поређење оптерећења на тло између стандардног пнеуматика и гумене гусенице, б) поређење контактних површина [5]

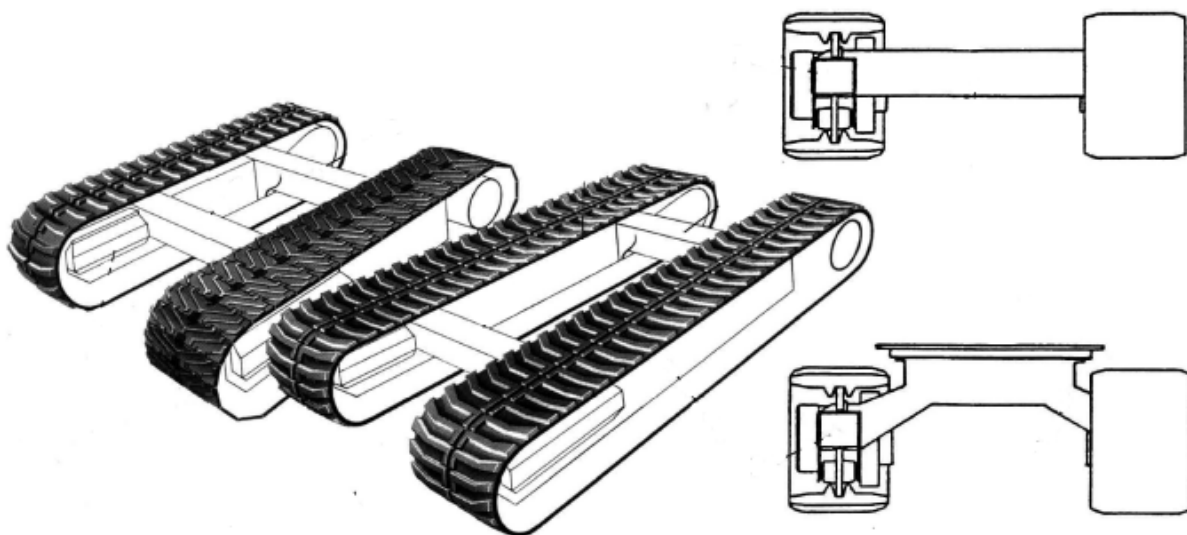


Сл. 1.11. Кретни механизам са фрикционим гуменим гусеницама [5]

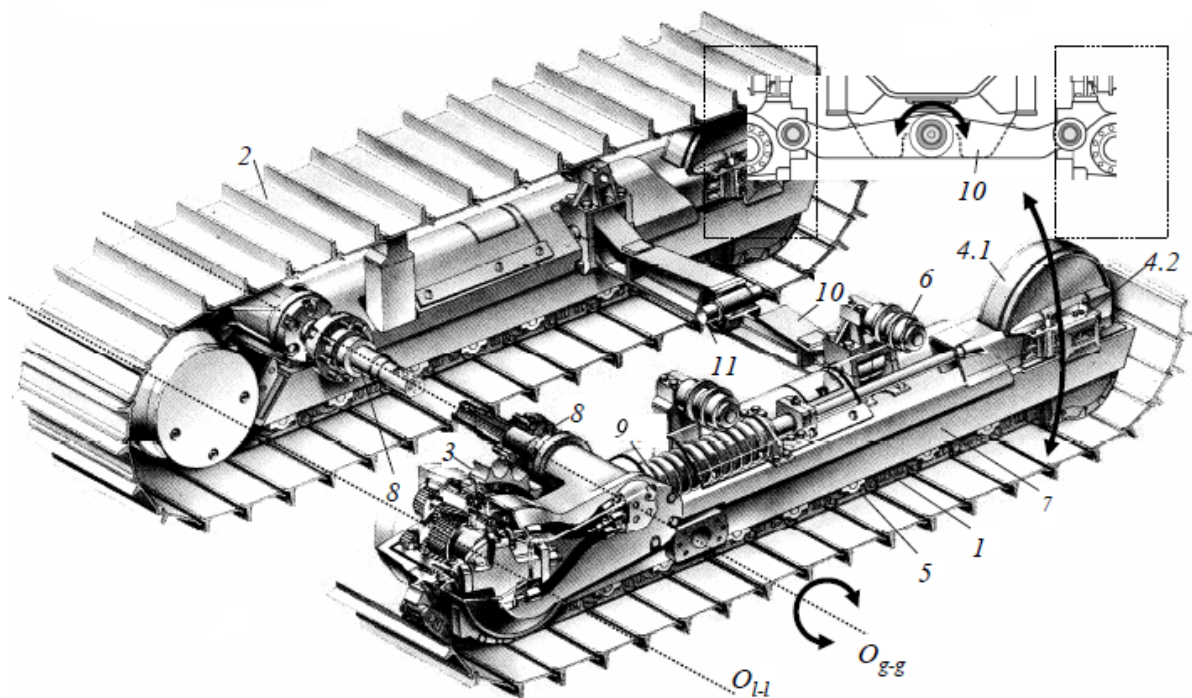
1. погонски точак, 2. гусеница, 3. водећи ваљци, 4. затезни уређај, 5. папуча, 6. носећи ваљци

Гусенични механизам се може изводити са:

- чврстом везом (слика 1.12) и
- са независном везом (слика 1.13).



Слика 1.12. Извођење гусеничног механизма са чврстом везом [2]



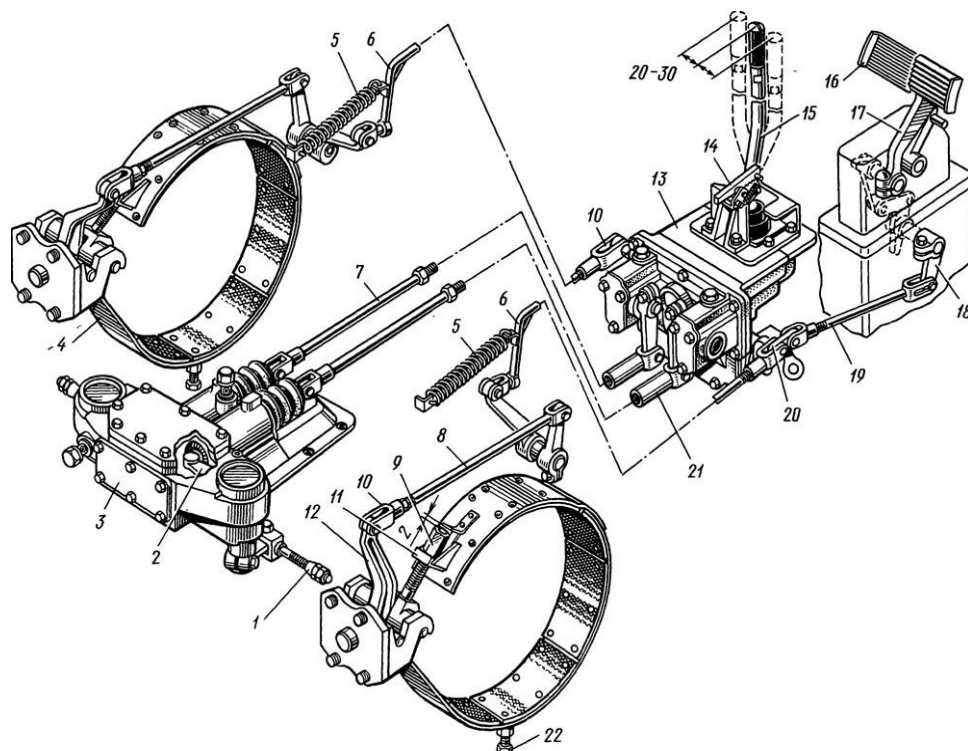
Сл. 1.13. Извођење гусеничног механизма са независном везом [2]

1. ланац, 2. папуче, 3. ланчаник, 4.1 и 4.2. затезни уређаји, 5. носећи ваљци, 6. водећи ваљци, 7. костур гусеница, 8. рукавац зглоба за везу костура гусенице и платформе трактора, 9. затезни уђеђај, 10. клатећа полука са хоризонталним зглобом

2. Преглед конструктивних решења система за кочење

Када су у питању гусенична возила од њих се очекује да имају моторе велике снаге (код радних машина), прогресиван полупречник окретања и повољне карактеристике кочења. Иначе, кочни систем гусеничних возила, као и код других друмских возила, је један од најважнијих система возила и директно утиче на његово управљање и безбедност. Фактори који директно утичу на избор система кочења за одређени тип гусеничног возила јесу: сила кочења, кочни момент, потребан притисак у кочном систему, снага мотора и др. Извођење кочног система на гусеничном возилу зависи од намене возила, масе и његових радних карактеристика. Код гусеничних трактора, на пример гусенични трактор ЧТЗ Т 130 и ЧТЗ Т 170 – булдожера, систем кочења се изводи тако олакша услове рада возача трактора. Код модела Т 130М постављен је комбиновани систем управљања и кочења. Контролни систем се састоји од механичких подсклопова и два актуатора хидрауличних серво-механизма. На **слици 2.1**, приказани су елементи управљачког и кочног система код гусеничног трактора ЧТЗ Т 130 М.

Механички систем управљања и кочења састоји од једног механизма, полуке (13), за педале гаса (16) и десне кочнице (17) и елемената за повеивање, полука. Систем „ротирајућих“ полука олакшава управљање трактором, а при том замењује неколико полука и педала, које су постојале код претходних модела. Овај механизам смештен је испод пода кабине и причвршћен је на предњем поклопцу кућишта мењача. Целокупни механизам се састоји од полука повезаних са „ротирајућом“ полуком са две спојнице и две кочнице, леве и десне гусенице. Детаљан попис делова, дат је испод **слике 2.1** [6]



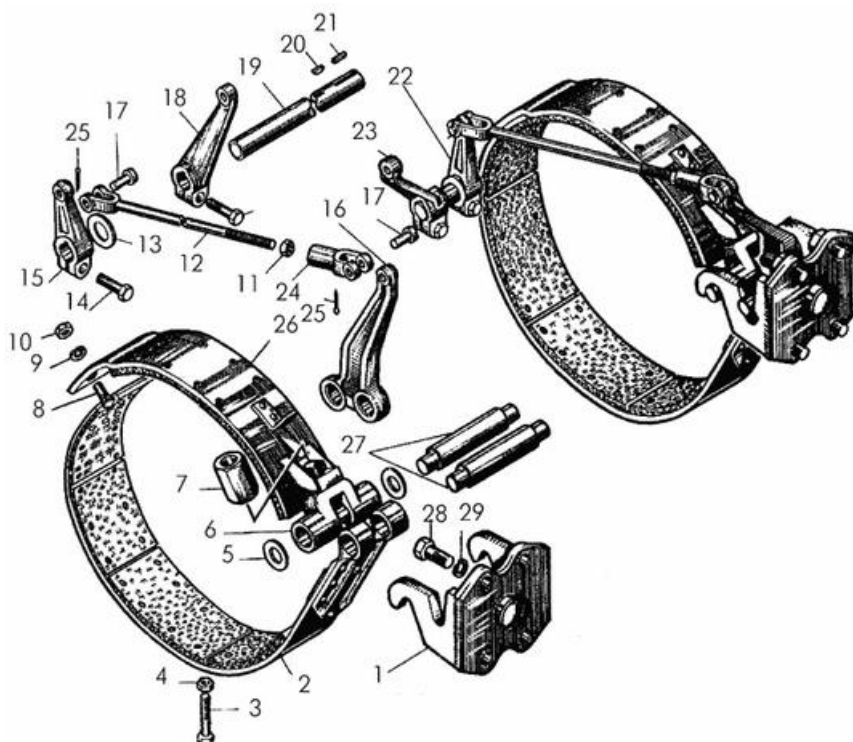
Сл. 2.1. Систем управљања и кочења са „ротирајућом“ полуком [6]

1. навојна шипка управљачког механизма, 2. полука за укључивање и искључивање спојнице са хидрауличким серво-механизмом,
3. серво-механизам ротирајућих полука, 4. кочни добош, 5. повратна опруга, 6. кочиона полука, 7. серво потискивач, 8. Полука система кочења, 9. Регилатор система кочења, 10. и 21. навој за подешавање система кочења, 11. носач на добошу, 12. плутајућа двокрака полука, 13. механизам ротирајућих полука, 14. држач полуке 15. Управљачка полука/ручица, 16. педала гаса, 17. педала кочнице, 18. преносна полука кочнице, 19. карданска осовина за пренос силе са папуче кочнице, 20. преносна полука кочног механизма, 22. завртањ.

Код савремених механизма система кочења на гусеничним тракторима пренос кочионе силе и изведба конструкције се релативно разликују. На пример, код булдожера ЧТЗ Т 170 (слика 2.3) врши се истовремено кочење левог и десног кретног гусеничног механизма. Кочење се, такође, врши преко кочних добоша, али се конструкција механизма нешто разликује (слика 2.3).



Слика 2.2. Булдожер ЧТЗ Т 170 [5]



Сл. 2.3. Елементи система кочења код гусеничног возила ЧТЗ Т 170 [7]

1. носач, 2. добош, 3. вијак, 4. навртка, 5. подлошка, 6. виључка, 7. навојна цев, 8. вијсл, 9. подкошка, 10. навртка, 11. навртка носач на добошу, 12. навојна шипка, 13. подлошка, 14. вијак, 15. полуа, 16. клатећа полуа, 17. виљушка, 18. клатећа полуа, 19. осовина, 20. и 21. клинови, 22. затезна полуа, 24. виљушка, 25. клин, 26. добош, 27. осовина, 28. вијак, 29. навртка

Када су у питању савремена гусенична, радна, возила, на пример ровокопачи, примењују се кочнице са повећаним притиском. Овај тип кочница је постао стандард свих ровокопача/утоваривача. Један од произвођача који користи хидраулички систем кочења је САТ, између осталог и на својим багерима, ровокопачима и утоваривачима. При вожњи са деловањем на команду кочнице активира систем кочења, који врши заустављање гусеничног механизма, отпуштањем кочница враћа се погон преко мењача на гусенични механизам. Овај ефикасни систем добро функционише на

опасним, клизавим и стрмим површинама. Режи́ми кочења се контролишу помоћу лако доступног прекидача за погон, што повећава ефикасност кочења.

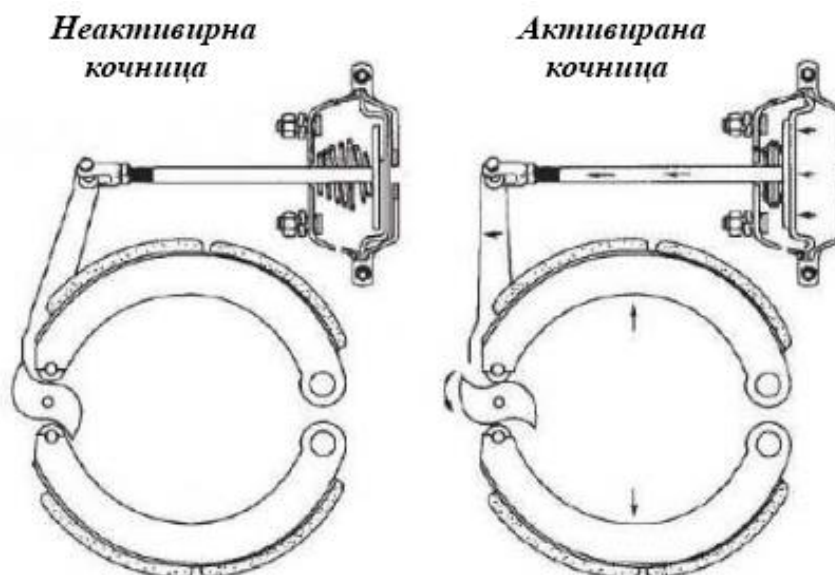
Иначе, хидраулички кочни систем са акумулираном енергијом је систем за кочење код кога се енергија за кочење обезбеђује помоћу хидрауличке течности под притиском. Радна течност се акумулира у једном или више акумулатора, који се напајају помоћу једног или више пумпи, од којих код сваке постоји ограничавач притиска до највеће вредности. Ову вредност је произвођач дужан да означи.

Хидрауличке кочнице радних машина изводе се потпуно затворене са повећаним притиском, и вишеструким дисковима. Карактеристике хидрауличких кочница:

- изводе се као унутрашње, уроњене у уље, са хидраулични активираним вишеструким дисковима од кевлара на улазном вратилу задњег погона,
- морају бити потпуно затворене и заптивене,
- морају имати могућност самоподешавања,
- имају вишеструке ножне педале кочнице са повећаним притиском,
- могу да се закључају за кретање по путу,
- паркирне/секундарне кочнице су независне од система радне кочнице.
- ручна кочница се механички активира помоћу полуге која се налази на десној конзоли,
- морају да задовоље захтеве стандарда ИСО 3450: 1996.

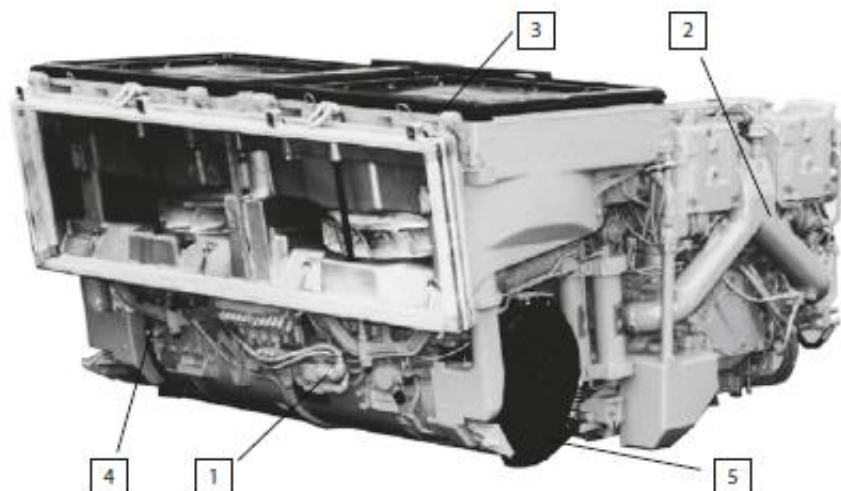
Код хидрауличног система кочења појачавање силе кочења врши се преко серво појачивача. Серво појачивачи су један од основних елемената у систему кочења, како код гусеничних возила, тако и код путничких.

Код савремених радних машина, гусеничних возила примењују се добш кочнице са хидрауличким системом кочења (слика 2.4), слично као код возила ЧТЗ Т 130 и ЧТЗ 170, где се кочење врши применом добоша, али се активирање врши меаханичким путем.



Сл. 2.4. Шематски приказ се добш кочнице са хидрауличким системом кочења [7]

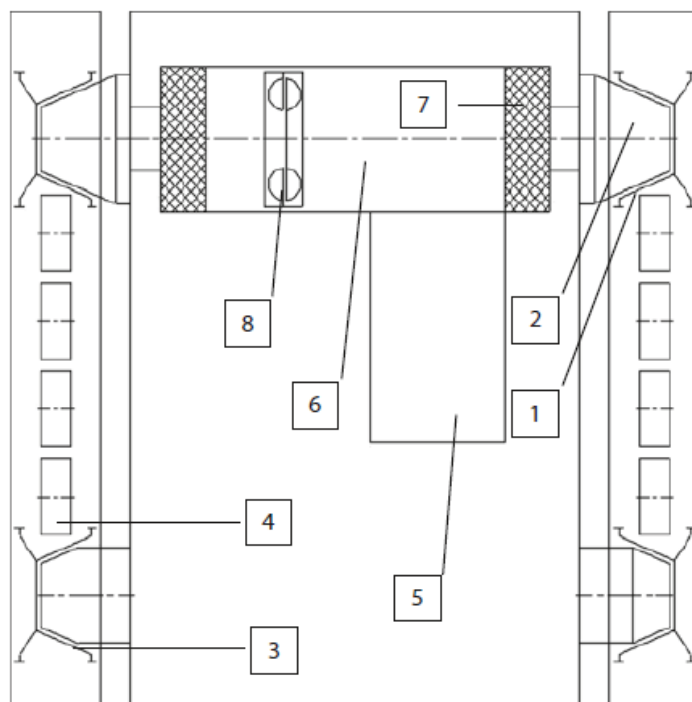
Код тешких гусеничних возила, са моторима велике снаге (на пример тенк), примењује се хидраулички систем кочења у комбинацији са секундарним успоривачем. На **слици 2.5**, приказан је дизел мотор снаге 1200 kW, који се примењује на возилима масе преко 60 t, са секундарним успоривачем и хидрауличким системом кочења.



Сл. 2.5. Дизел мотор снаге 1200 kW са интегрисаним системом кочења [8]

1. систем са секундарним успоривачем и хидрауличком кочицом, 2. систем за хлађење мотора, 3. и 4. систем радне механичке кочице – левом, 5. систем радне механичке кочице десно

Кочни систем оклопног војног возила је позициониран унутар „корита“ – оклопа возила, без обзира да ли је на кретном механизму возила или на трансмисији. Због заштите, кад је затворен, у многим случајевима чак је и водонепропусан. Задатак система је да поуздано функционише на температури околине од око 120 °C. Постоји више различитих решења за кочни систем оклопног гусеничног возила, која су прилагођена посебним захтевима и чији су основни елементи и специфичности приказани **сликом 2.6**.



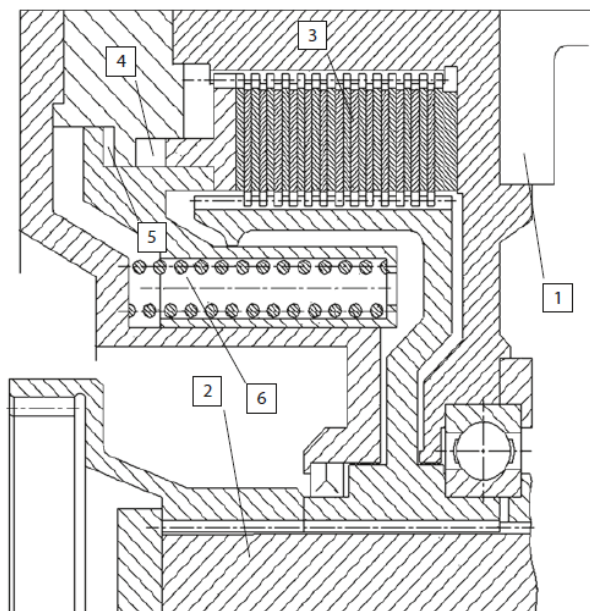
Сл. 2.6. Шематски приказ кочног система интегрисаног са трансмисијом [8]

1. погонски ланчаник, 2. и 3. ременица – лежај кретног гусеничног механизма, 4. зупчаници – ваљци, 5. погонски агрегат, 6. мењачки преносник, 7. механичка диск кочица, 8. кочица мотора – ретардер

На слици 2.6 може се уочити да се при кочењу користи ретардер у комбинацији са механичким диск кочницама на излазу из трансмисије (7). Кочењем се успоравају погонски ланчаник и ременица. У случају скретања активира се само један од дискова, у зависности у коју страну је потребно извршити скретање. Коришћењем ретардера у исто време се врши штедња плочица и дискова, нарочито при кочењу на низбрдицама. Ретардер делује без прекида па је вожња константном брзином на низбрдници једноставна и одвија се уједначено. Савремени ретардери функционишу тако да су тако да исправљају неповољан момент кочења, тако што га доводе у повољан распон осигуравајући високи момент кочења чак и при ниским бројевима обртаја погонског вратила. У случају коришћења ретардера, заустављају се обе стране возила подједнако, тако да није могуће скретати при кочењу ретардером. Функција ретардера (примарног и секундарног) описана је у поглављу 3.5.

Сви кочни системи данашњих војних гусеничних возила садрже механичке кочнице, по правилу у комбинацији са другим кочним уређајима. Ово је неопходно како би се могло контролисати кочење возила, чак и ако постоји прекид у систему. У циљу смањења напора возача, могу се издвојити одвојени системи за кочење (динамичко и статичко кочење). У случају механичких кочница разликују се два различита дизајна, свака са предностима и недостацима, тзв. влажне кочнице (кочни систем интегрисан са трансмисијом) и суве кочнице - суве диск кочнице. Остали системи, као што су добош кочнице са кочним папучама, немају значајну примену код савремених гусеничних возила због њихових великих габарита.

На сличан начин као и код мокрих спојница, код мокрих кочница врши се померање елемената, спољашњих или унутрашњих ламела, које су спаковане наизменично „слојевито“. Када се врши покретање ламеле се међусобно притискају и на тај начин производе кочни момент (слика 2.7). Конструкционо су решене тако да се један сет ламела производи од фрикционог материјала док је супротни сет ламела од челика. Подмазивање ламеле се врши унутрашњим подмазивањем, мазивом за подмазивање и хлађење, како би се одвела топлота и спречила могућност хабања.

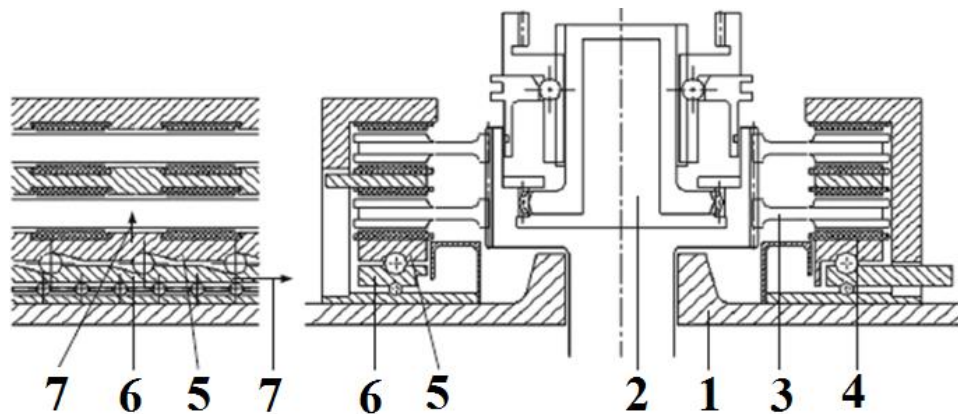


Сл. 2.7. Ламелна кочница за тешка гусенична возила [8]

1. кућиште мењача, 2. излазно вратило мењача, 3. кочне ламеле, 4. кочна комора радне кочнице,
5. комора за отпуштање притиска паркирне кочнице, 6. командна опруга паркирне кочнице

За проток уља изведен је жлеб, применом различите преклопне опреме постигнута је синхронизација рада трансмисије и система кочења. Успоравање рада трансмисије како би се постигло кочење доводи до врло високог температурног оптерећења. Температура површине радних тела достиже 180 °С. Сила кочења гусеничног возила не зависи од фрикционих материјала, већ од расположивог течног расхладног средства и притиска у систему, нарочито при нискомброју обртаја мотора. Овакав систем кочења значајно утиче на дизајн зупчаника, као и ламела кочница. Извођење инсталације за овај тип система кочења регулисан је ЕЦ директивом.

Двострука диск кочница од синтерованих материјала са носачима састоји се од челичних дискова који су ваздушно хлађени. Овај тип кочнице може се користити код оклопних гусеничних возила или у модификованом облику, као кочнице код борбених тенкова и самоходних хаубица (слика 2.8).

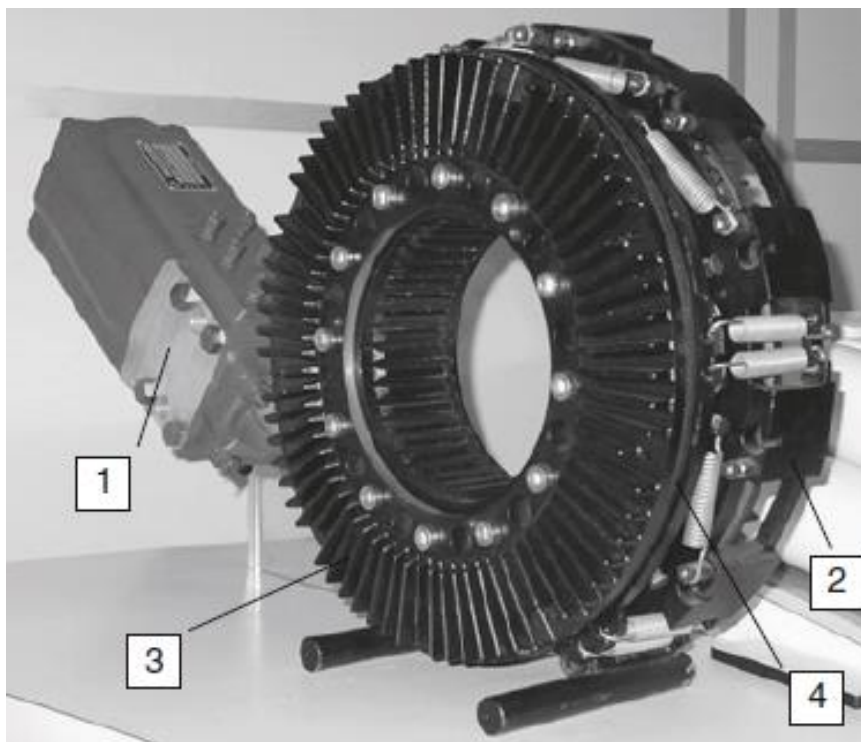


Сл. 2.8. Сува кочница: са два диска и механизмом за подешавање [8]

1. кућиште мењача, 2 излазна вратила мењача са механизмом за одвајање, 3. кочни диск, 4. кочионе облоге, 5. фиксни прстен са угаоним тракама, 6. ротирајући прстена са угаоним кугличним стазама, 7. смер кретања када се активира

Кочница гусеничног оклопног борбеног возила „Leclerc“ поседује диск кочнице постављене у корито са кочним диском са ваздушним хлађењем (слика 2.9) које су притиснуте са једне стране и са унутрашњим механизмом за ширење. Фрикциони дискови су израђени од карбона. Има их укупно четири (по свакој страни возла).

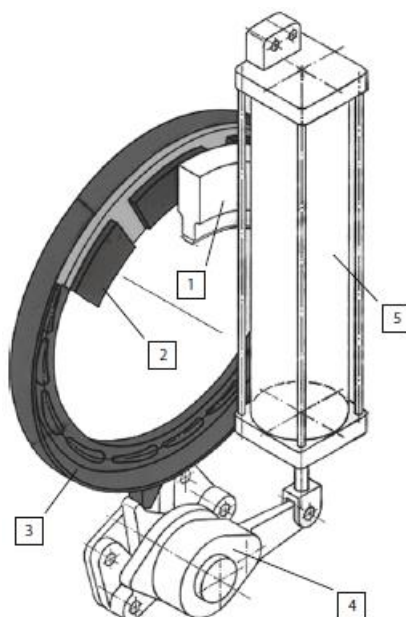
Температура кочног диска, при тесту "врућег кочења", се креће и до 550 °С. Ова температура не представља проблем за материјале који су изложени трењу јер је њихов температурни лимит 2000 °С. Због могућности преношења топлоте на остале елементе, склопове и подсклопове у близини радног дела кочнице изложеног трењу, унутар саме кочнице постоје слојеви керамике. Керамика осигурава потребну изолацију тих елемената.



Сл. 2.9. Механичка фриксиона кочница са облогама од угљеничног челика за возила са великом масом [8]

1. цилиндар за активирање, 2. механизам за подешавање, 3. челични носач, 4. угљенични диск

На слици 2.10, приказана је паркирна кочница гусеничног возила која се активира помоћу опруге, а која активира хидраулички систем који ослобађа одређени притисак кроз систем и на тај начин врши успоравање кретног механизма. Паркирна кочница се користи само када се кочење не може остварити радном кочицом, а позиционирана је поред возачевог седишта. Између кочног цилиндра опруге и окретног прстена, постављена је плоча за потискивање радне течности, слично као и код комерцијалних возила.



Сл. 2.10. Активирање паркирне механичке диск кочнице код гусеничних возила [8]

1. кочни диск, 2. кочионе плочице, 3. подешавања обртног момента, 4. блок за позиционирање, 5. опружна цилиндарска кочница

Код тешких гусеничних возила највећу улогу при кочењу има моторна кочница која поред погонског агрегата и трансмисије мора да испуни одређене захтеве у погледу перформанси (слика 2.11). У нормалном начину рада моторна кочница има тзв. степенасто подешавање перформанси кочења. Ово се постиже контролисањем издувних гасова помоћу кочног затварача у издувној грани. Кочни „лептир“ коју активира ваздушни притисак, по степенима затвара издувну грану до жељеног дејства кочења и производи захтевани притисак издувних гасова који делују на цилиндар. [9]

Управљање:

- највиша мобилност у свим условима вође,
- стабилност возила у свим експлоатационим условима,
- висока поузданост и прецизност управљања

Кочење:

- потпуно кочење,
- интегрисање са трансмисијом у један систем,
- једноставно одржање,
- дуг радни век



Трансмисија:

- потпуно аутоматска промена преноса,
- примена 4-степеног до 8-степеног мењача,
- поузданост у раду и трајност.

Сл. 2.11. Захтеви који се постављају пред погонски систем тешких гусеничних возила [10]

Код савремених борбених возила са гусеничним погоном користи се рачунар за управљање возилом који бележи тренутни противпритисак издувних гасова преко сензора и помоћу вентила за одговарајуће управљање притиска у цилиндрима. Постепено активирање трајног кочног механизма дозвољава његову дозирану апликацију на погону. На тај начин се може постићи процес кочења, који је мекан и поуздан. Примена CANbus комуникације омогућава пренос података кроз систем контрола погонског система у више брзина (слика 2.12). Сваки модул (чвор) на мрежи може да шаље и прима сигнале и сваки има свој једнозначну адресу. Овакав систем дозвољава рачунару (управљачкој јединици) да прима сигнале који су у његовом домену, а да остали игноришу (филтрирају). Информација коју прима рачунар је кодирана тако да друге управљачке јединице знају одакле је дошао податак.



Сл. 2.12. Контрола рада погонског система тешких гусеничних возила преко CANbus комуникације [11]

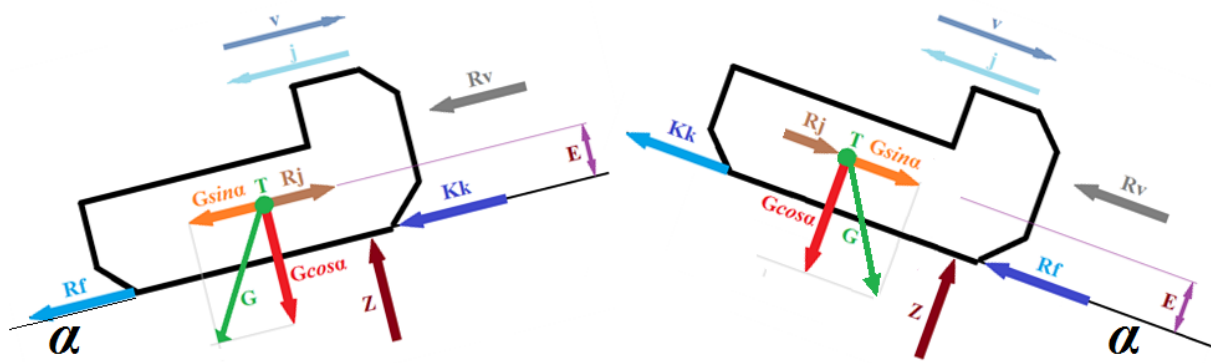
3. Кочење гусеничног возила

Као и осталих друмска возила тако и код гусеничних возила кочење, односно заустављање врши се помоћу посебног кочног система који претварањем кинетичке енергије и механичког рада у топлотну енергију у систему кочења врши принудно заустављање возила. Већа ефикасност кочења доприноси повећању средњих експлоатационих брзина кретања гусеничних возила, те се овим повећава и њихова продуктивност. Иначе кочења код савремених гусеничних возила остварује се на три начина:

1. применом посебних кочних уређаја у систему за управљање и пренос снаге, односно обртног момента,
2. радом мотора у кочном режиму и
3. спољашњим отпорима. [1,12]

3.1. Анализа параметара кочења коришћењем кочних уређаја

У поређењу три могућа начина кочења гусеничних возила, овај вид кочења је најнефикаснији, јер поред кочења које се постиже спољашњим отпорима кочење се врши применом кочних уређаја, што даје већу ефикасност. Активирање кочних уређаја ствара додатне отпоре у трансмисији гусеничног возила,. Један од нежељених ефеката јесте и појава преоптерећења погонског система возила. Како би предупредила евентуална оштећења трансмисије мање интензивно кочење се врши са укљученом трансмисијом, док се интензивно кочење врши са одвојеним погонским системом од остатка трансмисије (мењачки преносник и спојница). На слици 3.1, шематски је приказан је план сила које делују на гусенично возило при кочењу.



Сл. 3.1. План сила које делују на гусенично возило у току кочења

v – брзина возила, j – убрзање гусеничног возила, G – тежина возила, T – тежиште возила, E – висина тежишта, α – угао нагиба пута, R_f – отпор котрљању, R_j – отпор инерције возил, R_v – отпор ваздуха, Z – радијално оптерећење тла, K_k – сила кочења возила

Са слике 3.1 се може уочити разлика да компонента $G \sin \alpha$ у првом случају помаже процесу кочења, док га у другом отежава (успон и низбрдица).

Диференцијална једначина којом се описује процес кочења гусеничног возила је:

$$K_k + R_f + R_\alpha + R_v = R_j \quad (3.1)$$

где су:

$R_f[N]$ – сила отпора кретања гусеница,

$R_\alpha[N]$ – отпор нагиба пута,

$R_v[N]$ – отпор ваздуха,

$R_j[N]$ – отпор инерције возила,

$K_k[N]$ – сила кочења возила.

Да би се израчунало убрзање j , односно успорење при кочењу потребно је дефинисати изразе за отпоре.

Сила отпора кретања гусеница R_f

Отпор кретања гусеница гусеничног возила се јавља због:

1. Сабијања тла;
2. Котрљања чланка гусенице;
3. Трења котрљања потпорних точкова и носача гусеница итд;
4. Трења у лежиштима гусенице и возила;
5. Неравнина тла.

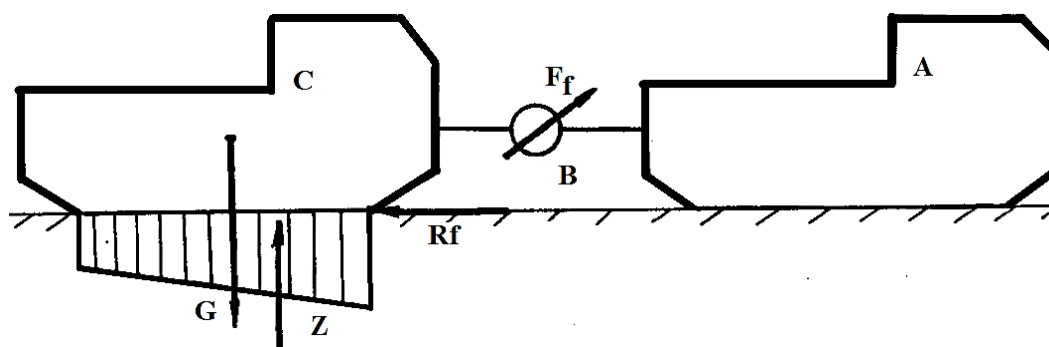
$$R_f = f \cdot z \quad (3.2)$$

где су, поред већ познатих величина:

$f []$ – укупни коефицијент отпора кретања гусеничних возила (који се у пракси одређује експериментално),

$Z [N]$ – радијално оптерећење тла.

Један од могућих начина мерења отпора кретања гусеничних возила је приказан на **слици 3.2.**



Сл. 3.2. Експериментално одређивање отпора кретања возила

Возило А вуче возило С преко система за мерење силе В. Трагови гусеница А и С морају бити различити, а мерење силе F_f врши се на карактеристичним деоницама тла, при малим брзинама и са искљученим системом за управљање возила. Укупни коефицијент кретања гусеничног возила се може израчунати према изразу (3.3):

$$f = \frac{R_f}{G} \quad (3.3)$$

где је $G [N]$ – тежина возила.

Ради илустрације, у **табели 3.1** дате су вредности коефицијената отпора кретања гусеничних возила добијени експерименталним путем.

Табела 3.1 Вредност коеф. f у односу на врсту тла

Врста тла	f
Пут са тврдим покривачем	0,003 – 0,05
Пољски пут	0,06 – 0,07
Ливада	0,08 – 0,1
Ораница	0,1 – 0,12
Песак, блато	0,15 – 0,20
Снег	0,1 – 0,4

Отпор нагиба пута R_α

Кретање гусеничног возила по уздужно нагнутом тлу приказано је на **слици 3.1**. **Слика 3.1 (лево)** илуструје кретање гусеничног возила узбрдо док је на десном делу слике илустровано кретање возила низбрдо. Очигледно је да пројекција силе тежине на правац кретања у првом случају отежава а у другом потпомаже кретање возила. Због тога је кретање узбрдо интересантно за избор параметара мотора, агрегата трансмисије и израчунавање перформанси, а кретање низбрдо за димензионисање кочног система гусеничних возила. Пројекцију тежине на правац кретања гусеничног возила називамо отпором нагиба пута (тла) а његов интензитет је дат изразом

$$R_\alpha = \pm G \cdot \sin \alpha \quad (3.4)$$

где је α [rad] – угао уздужног нагиба терена (знак + се односи за кретање узбрдо а знак – за кретање низбрдо).

Отпор ваздуха R_v

Сила отпора ваздуха при кретању гусеничног возила настаје услед:

1. Сабијања честица ваздуха у предњем и разређивања у задњем делу гусеничног возила;
2. Површинског трења честица ваздуха и возила;
3. Појаве дисконтинуитета због постојања делова који одступају од основног облика гусеничног возила (браве, стубови и сл.);
4. Прострујавања ваздуха кроз унутрашњост возила (нпр. хладњак мотора, систем за грејање и проветравање и др.).

Укупан отпор ваздуха се може утврдити испитивањем у аеродинамичним тунелима, а његов значај је велики јер савремена гусенична возила имају велике чеоне површине и релативно велике брзине кретања које достижу и 100km/h.

У пракси се за израчунавање отпора ваздуха код гусеничних возила користи следећи израз:

$$R_v = K \cdot A \cdot v^2 \quad (3.5)$$

где су:

$K [Ns^2/m^4]$ – коеф. отпора ваздуха чија се вредност креће у границама 0,006 – 0,007,

$v [m/s]$ – брзина возила и

$A [m^2]$ – чеона површина возила.

Чеона површина возила се може емпиријски приближно израчунати уз помоћ формуле:

$$A = 2(H - h) \cdot s \quad (3.6)$$

где су значења величина H, h и s дата на **слици 3.3.**



Сл. 3.3. Дефинисање чеоне површине гусеничног возила

Отпор инерцијалних сила R_j

При остваривању убрзаног кретања неопходно је савладати и отпоре који потичу од сила инерције и инерцијалних момената обртних маса редукованих на погонске тачкове гусеничних возила. То практично значи да се отпор инерцијалних сила састоји од две компоненте.

Израз за отпор услед инерцијалних гусеничних возила (3.7):

$$R_j = m \cdot \delta \cdot j \quad (3.7)$$

где су:

$m [kg]$ – маса возила,

$j [m/s^2]$ – убрзање,

δ – коефицијент учешћа обртних маса гусеничног возила.

У фази пројектовања гусеничних возила коефицијент учешћа обртних маса се може израчунати према емпиријској формули:

$$\delta = 1,2 + 0,002 \cdot i_o^2 \quad (3.8)$$

где је i_o преносни однос трансмисије.

Решавање диференцијалне ј-не 3.1

Заменом израза (3.2),(3.4),(3.5) и (3.7) у једначини 3.1, добијамо:

$$K_k + f \cdot z + G \cdot \sin\alpha + K \cdot A \cdot v^2 = m \cdot \delta \cdot j \quad (3.9)$$

или коришћењем израза (3.10) и (3.11):

$$G = m \cdot g \Rightarrow m = \frac{G}{g} \quad (3.10)$$

$$z = G \cdot \cos\alpha \quad (3.11)$$

удругачијем облику

$$\frac{G}{g} \cdot \delta \cdot j = K \cdot A \cdot v^2 + G \cdot f \cdot \cos\alpha + G \cdot \sin\alpha + Kk \quad (3.12)$$

одакле је:

$$j = \frac{g}{\delta \cdot G} \cdot K \cdot A \cdot v^2 + \frac{g}{\delta} \cdot f \cdot \cos\alpha + \frac{\delta}{\delta} \cdot \sin\alpha + \frac{g}{\delta \cdot G} \cdot Kk \quad (3.13)$$

Сила кочења може се написати изразом:

$$K_k = \varphi_{is} \cdot G \cdot \cos\alpha \leq \varphi \cdot G \cdot \cos\alpha \quad (3.14)$$

где су:

φ_{is} – искоришћени коефицијент пријањања,

φ – могући коефицијент пријањања.

Искоришћени коефицијент пријањања може се изразити:

$$\varphi_{is} = \frac{Kk}{G \cdot \cos\alpha} \quad (3.15)$$

Увођењем смена:

$$\begin{aligned} \gamma_v &= \frac{A \cdot K \cdot v^2}{G} \\ \gamma_u &= f \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha \\ \gamma_k &= \varphi_{is} \cdot \cos\alpha \end{aligned} \quad (3.16)$$

добија се:

$$j = \frac{\delta}{g \cdot G} \cdot (\gamma_v + \gamma_u + \gamma_k) \quad (3.17)$$

где су γ_v , γ_k , γ_u специфичне силе кочења, отпора пута и отпора ваздуха. Због смањења брзине величина v смањује се за 2÷3% од почетне вредности.

Пут кочења

Пут кочења гусеничног возила узрачунава се коришћењем израза (3.17) у следећем облику:

$$j = \frac{\delta}{g \cdot G} \cdot (G \cdot \varphi_{is} \cdot \cos\alpha + G \cdot f \cdot \cos\alpha + G \cdot \sin\alpha + K \cdot A \cdot v^2) \quad (3.18)$$

С обзиром да је:

$$j = -\frac{dv}{dt} = -\frac{dv}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = -v \cdot \frac{dv}{ds} \quad (3.19)$$

На основу претходна два изразам добијамо:

$$dS = -\frac{\delta \cdot G}{g} \cdot \frac{-v \cdot dv}{G \cdot \varphi_{is} \cdot \cos\alpha + G \cdot f \cdot \cos\alpha + G \cdot \sin\alpha + K \cdot A \cdot v^2} \quad (3.20)$$

Заменом $w = K \cdot A / G$ и интеграцијом израза (3.20), где се са v_1 означава почетна брзина, а са v_2 крајња брзина возила, добија се израз за пут кочења:

$$S_k = \frac{\delta}{2 \cdot w \cdot g} \cdot \ln \cdot \frac{(\varphi_{is} + f) \cdot \cos\alpha + \sin\alpha + w \cdot v_1^2}{(\varphi_{is} + f) \cdot \cos\alpha + \sin\alpha + w \cdot v_2^2} \quad (3.21)$$

У случају потпуног заустављања, $v_2 = 0$, следи:

$$S_k = \frac{\delta}{2 \cdot w \cdot g} \cdot \ln \cdot \left(1 + \frac{w \cdot v_1^2}{(\varphi_{is} + f) \cdot \cos\alpha + \sin\alpha} \right) \quad (3.22)$$

Заменом $w = 0$ у изразу (3.9) доводи до његове неодређености:

$$dS = -\frac{\delta \cdot G}{g} \cdot \frac{v \cdot dv}{(\varphi_{is} + f) \cdot \cos\alpha + \sin\alpha} \quad (3.23)$$

Интеграцијом израза добија се:

$$S_k = \frac{\delta \cdot G}{g} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{(\varphi_{is} + f) \cdot \cos\alpha + \sin\alpha} \quad (3.24)$$

Када се кочење врши на равном путу $\alpha = 0$, тако израз (3.13) добија израз:

$$S_k = \frac{\delta \cdot G}{g} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{\varphi_{is} + f} \quad (3.25)$$

Због недовољног пријањања гусеничног возила на низбрдици, постоји могућност да се возило не заустави. У наставку ће бити анализирани услови у којима возило не може да се заустави.

Увођењем упрошћења $\cos\alpha = 1$ и $\sin\alpha = \operatorname{tg}\alpha = p$ у изразу (3.20) добија се:

$$dS = \frac{\delta}{g} \cdot \frac{v \cdot dv}{p - \varphi_{is} - f \cdot \cos\alpha - w \cdot v^2} \quad (3.26)$$

Интеграцијом израза (3.15), добијамо:

$$S_k = -\frac{\delta \cdot G}{2g \cdot w} \cdot \ln \cdot \frac{\sqrt{G \cdot (p - f - \varphi)/w} + v_1}{\sqrt{G \cdot (p - f - \varphi)/w} + v_2} \quad (3.27)$$

Анализом израза (3.15) може се доћи до закључка да S_k добија вредност ∞ , ако је именилац једнак нули, а након усвајања $\varphi_{is} = \varphi$, добија се израз за критичну брзину:

$$v_{kr} = \sqrt{G \cdot (p - f - \varphi)/w} \quad (3.28)$$

Вредност за V_{kr} је реална уколико је испуњен услов:

$$p - f - \varphi > 0 \quad (3.29)$$

Под наведеним условима на низбрдици која је дефинисана са „р“ није могуће зауставити гусенично возило. Ипак, на раавном путу или на узбрдици могуће је зауставити гусенично возило, ако се има у виду да је критична брзина имагинарна величина.

Време кочења

За време кочења уводи се смена:

$$B = G \cdot (\varphi_{is} + f) \cdot \cos\alpha + G \sin\alpha \quad (3.30)$$

ако се има у виду да је:

$$j = -\frac{dv}{dt} \quad (3.31)$$

израз (3.18) добија облик:

$$-\frac{dv}{dt} = (B + wv^2) \frac{g}{\delta \cdot G} \quad (3.32)$$

одакле следи:

$$dt = \frac{\delta \cdot G}{g} \cdot \frac{v dv}{B + wv^2} \quad (3.33)$$

интеграцијом израза (3.33) у интервалу брзина v_1 и v_2 добијамо:

$$t = \frac{\delta \cdot G}{g} \cdot \int_{v_2}^{v_1} \frac{v dv}{B + wv^2} \quad (3.34)$$

односно:

$$t = \frac{\delta \cdot G}{g\sqrt{B \cdot w}} \cdot \arctg \frac{\sqrt{w}}{B} \cdot \frac{v_1 - v_2}{1 + wv_1 \cdot \frac{v_2}{B}} \quad (3.35)$$

Код израчунавања времена кочења на хоризонталном путу, ако се занемари отпор ваздуха израз (3.22) добија облик:

$$dt = -\frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{(\varphi_{is} + f)} \quad (3.36)$$

Одакле интеграцијом добија:

$$t = -\frac{\delta}{g} \cdot \frac{v_1 - v_2}{(\varphi_{is} + f)} \quad (3.37)$$

Односно време заустављања возила:

$$t = \frac{\delta}{g} \cdot \frac{v_1}{(\varphi_{is} + f)} \quad (3.38)$$

3.2. Анализа параметара кочења при кочењу мотором

Отпори који се јављају при раду мотора могу се користити за кочење, а овај вид кочења је нарочито погодан за вожњу на дугим низбрдицама, јер у тим условима употреба система за кочење може довести до нежељених последица као што су повећано хабање фрикционих елемената, прегревање или блокирање система итд.

Кочење мотором може бити у комбинацији са основним системом за кочење у ком случају прелаз из кочног у убрзани режим рада мотора се остварује веома једноставно и брзо. Наиме, кочни режим мотора се остварује, најчешће, пригушивањем издувне гране уз смањење довода горива, или потпуним искључивањем довода горива.

Време и пут кочења

Да би смо одредили време и пут кочења и у овом случају се полази од израза (5.5), али се специфична кочиона сила дефинише:

$$\gamma_k = \frac{R_k}{G} \quad (3.39)$$

где су:

R_k — кочиона сила која потиче од рада мотора у кочном режиму, сведена на гусенице, а G — тежина возила.

Код мотора је обично позната снага отпора мотора (P_k , kW), па је кочиона сила у неком брзинском режиму, који зависи од степена преноса у трансмисији и броја обртаја мотора, дата изразом:

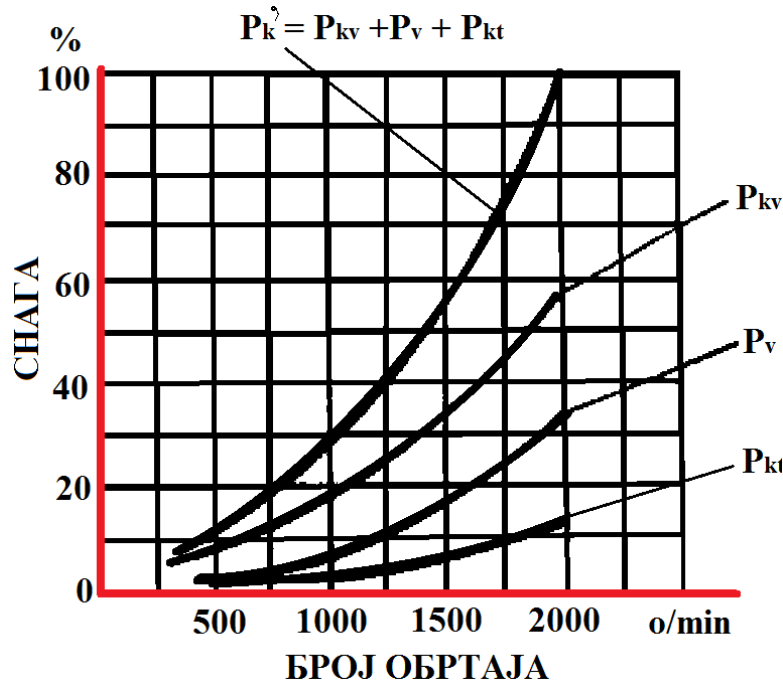
$$R_k = \frac{1000 \cdot P_k}{v} \quad (3.40)$$

Снага P_k се састоји од снаге која се троши за погон радилице у кочном режиму мотора (P_{kv}), снаге за покретање вентилатора (P_v), снаге за покретање трансмисије (P_{kt}) и снаге неопходне за покретање гусеничног погона (P_g).

Према томе укупна снага отпора мотора је:

$$P_k = P_{kv} + P_v + P_{kt} + P_g \quad (3.41)$$

Испитивања су показала да сваки сабирак у изразу (3.41) зависи од броја обртаја мотора, а то значи да ће и кочиона сила зависити од брзине возила, односно преносног односа у трансмисији. Ради илустрације на **слици 3.4** приказана је зависност снаге отпора за један конкретан вентилатор и мотор. Очигледно је да је, у сваком конкретном случају, потребно познавати снагу отпора мотора, што често представља велики проблем, па се у те сврхе користе емпиријске зависности. Како оне имају значаја само за неке појединачне случајеве мотора, њихова анализа неће бити спроведена.



Сл. 3.4. Унутрашњи отпори мотора једног гусеничног возила [1]

На основу познате снаге P_k , према (3.39) и (3.40) израчунава се γ_k у функцији брзине возила и преносног односа у трансмисији, на основу којих се израчунава зависност $j=j(v)$.

На основу познате зависности $j=j(v)$ графоаналитичким путем могуће је израчунати пут и време кочења. Поступак одређивања времена и пута кочења спроводи се за сваки преносни однос у трансмисији. [1,12]

3.3. Анализа параметара кочења спољашњим отпорима

Отпори кретању гусеничних возила, који при кретању гусеничних возила увек постоје, могу се користити у сврху кочења. Овакав вид кочења није нарочито ефикасан, а ни битан за тему овог рада, па о њему неће бити превише речи. Треба се напоменути да се бољи резултати кочења постижу на лошијим теренима. Пут и време кочења се могу одредити коришћењем израза (3.24 -3.27), тако што се поставља да је кочиона сила једнака 0, односно φ_{is} једнако нули.

3.4. Стварни параметри кочења гусеничних возила

У претходним главама, процес кочења се сматрао идеалним, тј. процес кочења код кога возач тренутно опажа препреке, тренутно активира кочни систем без који без прелазних режима тренутно остварује максимална успорења; кочни систем који након престанка деловања возача на команде кочнице, тренутно прелази у режим деактивирања итд.

Међутим, испитивањима је утврђено да у пракси не постоји идеалан систем: возач-возило-пут који тренутно реагује на побуду. Разлоге за то првенствено треба тражити у времену које је потребно возачу да реагује, затим у времену потребном за активирање кочног система, а након престанка потребе за кочењем и у времену потребном за враћање система за кочење у неутралан положај.

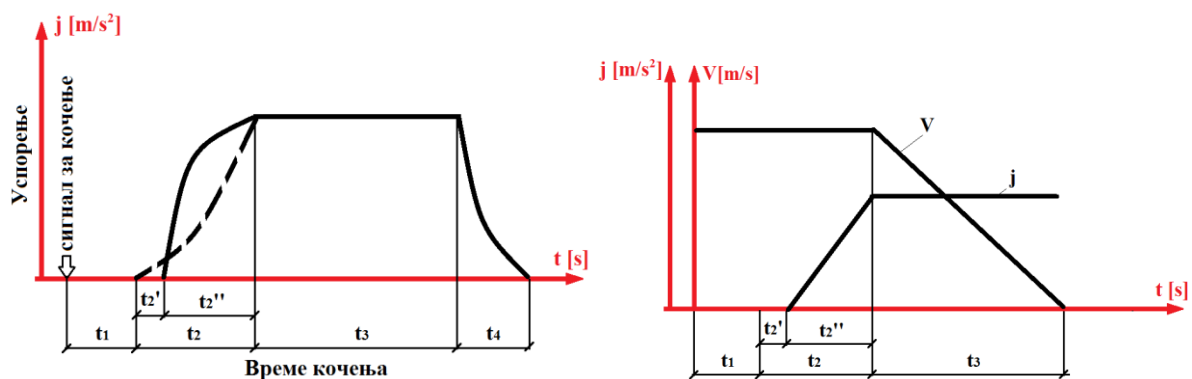
С обзиром на значај предходно реченог за безбедност гусеничних возила потребно је добити реалнију слику о времену и пређеном путу током кочења.

Време реакције возача (t_1) представља време од тренутка опажања препреке до његове припреме за кочење. Испитивања су показала да се ово време креће у границама 0,3 – 1,5s. Кочioni систем се не може тренутно активирати због зазора који у њему увек постоје, као и због чињенице да није технички могуће тренутно остварити максималну силу кочења. Код савремених гусеничних возила прва фаза (савладавање зазора – t_2') обично траје око 0,2 – 0,5s, а друга фаза (постизање жељеног успорења од нуле до жељене вредности t_2'') око 2 – 2,5s. Време добијено аналитичким прорачуном, тј. теоретско време кочења приказано изразом (3.38) означено је као t_3 . На крају, постоји и време заостајања (t_4) јер се кочни систем не може тренутно вратити у неутралан положај, које код гусеничних возила обично износи 1,5 – 2s.

Стварно време потребно за заустављање возила на основу претходно реченог, дато је изразом:

$$t_s = t_1 + (t_2' + t_2'') + t_3 \quad (3.42)$$

Ради илустрације на **слици 3.5.** дата је идеализована зависност убрзања и брзине гусеничног возила у фази кочења у функцији од описаних времена.



Слика 3.5. Стварни параметри кочења гусеничних возила

На основу **слике 3.5.** можемо написати израз за стварно пређени зауставни пут:

$$S_s = V_1 \cdot (t_1 + t_2' + t_2'') + S_t \quad (3.43)$$

где је S_t – пут кочења добијен на основу теоријских разматрања (изрази 3.20 – 3.27).

Средње успорење према **слици 3.5** дато је изразом:

$$j_s = \frac{\frac{j_t \cdot t_2''}{2} + j_t \cdot t_3}{t_2 + t_3} \quad (3.44)$$

где је j_t теоријска вредност максималног успорења гусеничног возила. [1]

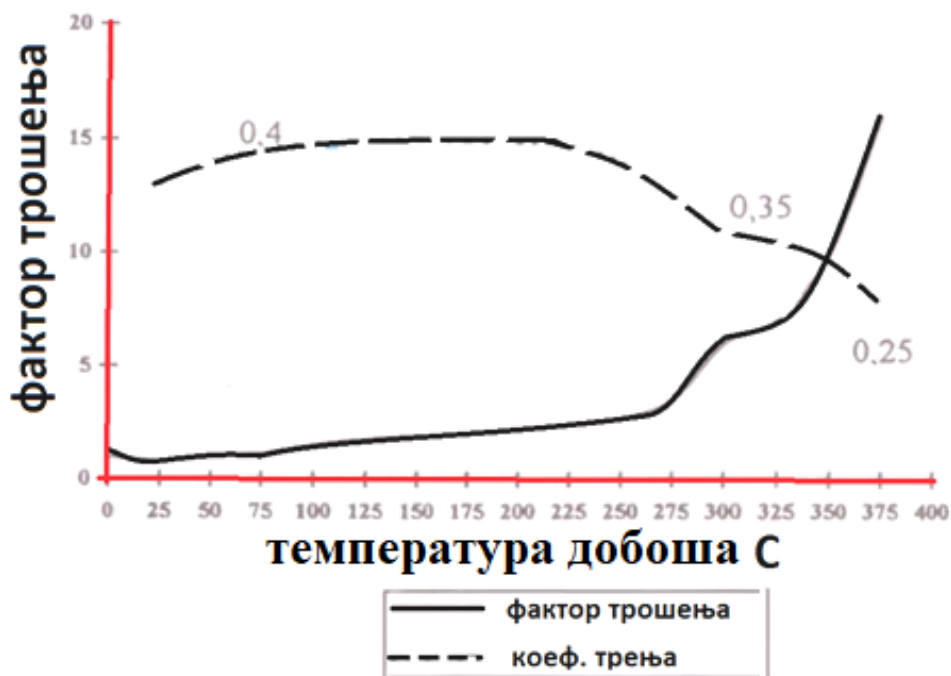
3.5. Анализа кочења употребом ретардера

Ретардери имају високу ефикасност при кочењу. Уграђивањем само "моторне кочнице", не остварују се добри резултати при кочењу у случају кретања возила "великим" брзинама. Идеална би била комбинација "моторне кочнице" и ретардера јер би се тада добила велика ефикасност кочења при малим и великим брзинама вожње.

Коришћењем ретардера у исто време се врши штедња плочица и дискова, тј. облога и добоша радне кочнице. Израчунато је да облоге на возилима са ретардером трају 3-5 пута дуже, а и добош се растеређује те и он има дужи век трајања. Тако се смањује и боравак возила у радионици, а и поврат новца уложеног у ретардере се исплати за мање од две године.

Ретардери доносе више сигурности, корисности, удобности и радног ефекта. Преузимају готово 80 - 90% рада утрошеног на кочење са тим да доприносе мањем загревању радне кочнице па је она на низбрдици готово хладна и стога увек спремна на деловању у случају изненадне невоље.

Ретардери делују без прекида па је вожња константном брзином на низбрдници једноставна и одвија се уједначено. На **слици 3.6** дат је дијаграм зависности фактора трошења и коефицијента трења од температуре.



Сл. 3.6. Дијаграм зависности фактора трошења и коефицијента трења од температуре добоша [13]

Са слике 3.6 се види да при расту температуре облоге радне кочнице драстично расте и фактор трошења а смањује се трење. Настаје повећано трошење облога и добоша кочница.

Ретардери могу бити смештени између мотора и трансмисије (примарни ретардери) или између трансмисије и погонске осовине (секундарни ретардери). Недостаци примарних ретардера су у неизбежном прекиду преноса снаге, због чега се губи кочни ефект до којег долази за време ручног мењања брзина. Са обзиром на конструкцију, односно на начин рада, постоје електродинамички и хидромеханички ретардери.

Електродинамички ретардер

Овај тип ретардера има кућиште у облику статора с намотајем. Ротор је са обе стране погонског вратила изведен ребрасто ради бољег одвођења топлоте. При пролазу струје са батерије или алтернатора кроз намотај, ствара се променљиво магнетно поље које индукује вртложне струје у ротору. То доприноси стварању кочног момента чија величина зависи од статорске побуде и ваздушном зазору (међупростору) између статора и ротора.

Особине овог типа ретардера су:

- ослобађање топлотне енергије у атмосферу,
- релативно једноставан дизајн
- конструкција је релативно тешка (око 400 kg тежа од хидродинамичког ретардера)
- добро деловање само с довољно добрим, јаким извором струје
- висока снага кочења и при малим брзинама вожње
- загревање ретардера доводи до смањења ефекта кочења

Хидродинамички ретардер

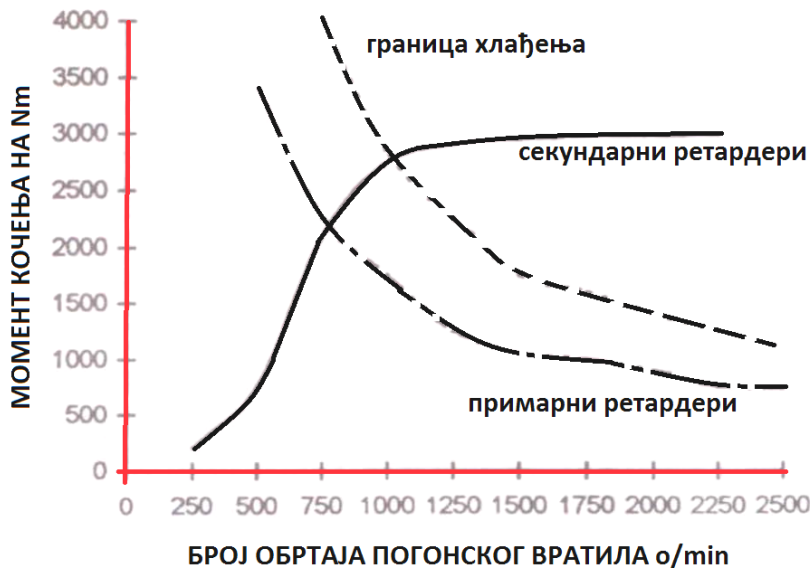
Насупрот електродинамичком, хидродинамички ретардер ради на основу "Foettingove" тј. хидродинамичке спојнице. Два кола са лопатицама постављена су сучепно. Један од њих је ротор, други статор, док се међу њима налази уље. Статор је чврсто повезан с кућиштем, а ротор с погонским вратилом. Механичка енергија ротора претвара се у кинетичку енергију флуида. Помоћу електронике и пнеуматике возач регулише количину протока уља и радни волумен ретардера. Енергија протока уља, што је резултат кретања (брзине) возила, прекинута је лопатицама учвршћеним на статору, а то доводи до ефекта кочења, како ротора тако и возила.

Осовине хидродинамичког ретардера су:

- неопходан је адекватан кружни систем хлађења да би се ослободила топлотна енергија произведена кочењем, а најзгодније решење је хлађење водом/уљем,
- релативно сложена конструкција,
- мала тежина ретардера који је интегрисан у трансмисијски склоп возила,
- висока специфична снага кочења,
- врло осетљива контрола добијеног момента кочења,
- губици погона вентилатора који ради и док се ретардер не користи.

Код ове врсте ретардера (секундарних) готово константни момент кочења доступан је у широком распону брзина вожње (сл.3.7). Испод 1000 o/min момен кочења стрмо пада.

Због наведеног, секундарни хидродинамички ретардери су погодни за тешка возила која се крећу већим брзинама.



Сл. 3.7. Момент кочења хидродинамичких ретардера [13]

Савремени ретардери коципирани су тако да исправљају неповољан момент кочења, тј. његову карактеристику и доводе је у повољан распон осигуравајући високи момент кочења чак и при ниским бројевима обртаја погонског вратила. Код модерних решења, целокупним системом управља микропроцесор, који слањем одговарајућих импулса регулише величину кочног момента. [13]

4. Анализа спреге кочног система и система за заокретање

Да би се извршила анализа спреге кочног система и система за заокретање првенствено је потребно дефинисати и објаснити функцију кочница које су саставни део механизма за заокретање, потом је неопходно упознати се са врстама поменутих механизма и основном кинематиком заокретања.

4.1. Кочнице у функцији система за заокретање

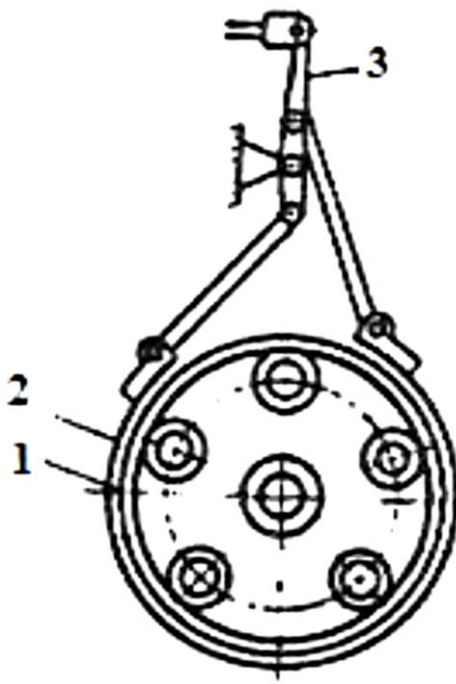
Радна возила на точковима и гусеницама у свом склопу поседују кочнице које обезбеђују заокретање истих са малим радијусом, заустављање на успону или нагибу и смањење брзине кретања. У зависности од тарућих површина користе се:

- тракасте,
- папучасте и
- дискосне кочнице [14].

Кочнице су врло су једноставне конструкције, погодне за монтажу у склопу трансмисије обично задњег погонског моста. У зависности од начина остваривања везе краја траке кочнице се деле на:

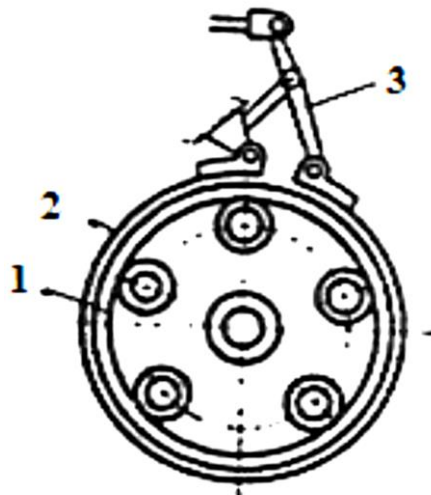
- просте,
- двојне и
- пливајуће.

На **слици 4.1** приказана дат је шематски приказ просте тракаста кочница, без серво дејства. Кочни добош (1) обавијен је траком (2), чији су крајеви учвршћени на полугу (3). Деловањем на полугу крајеви траке се затежу, па се траке чврсто приљубљују уз добош. Сила трења, која се јавља између добоша и траке остварује кочење добоша [14].



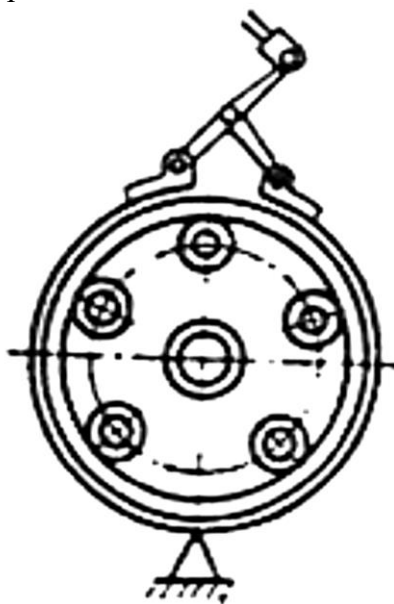
Сл. 4.1. Шема просте тракасте кочнице без серво дејства [14]

Шема просте тракасте кочнице са серво дејством приказана је на **слици 4.2**. Кочни добош (1) обавијен је траком (2), при чему је један крај траке непокретно причвршћен за тело возила, а други је спојен са полугом (3) која је у вези са командом кочнице. Главни недостатак ове тракасте кочнице се огледа у једностраном дејству, тј. њен кочни ефекат при другим условима зависи од смера обртања кочног добоша. У случају обртања кочног добоша у супротном смеру од кретања казаљке на сату, тада је трака наилазећа и у том случају је момент кочења максималан. У случају обртања добоша у смеру кретања казаљке на сату остварује се момент кочења који је неколико пута мањи, па је за остваривање истог максималног момента кочења потребно на полугу деловати већом силом. Други недостатак ове врсте кочница је појава самокочења, тј при укљученој кочници сила трења тежи да оствари потпуно затезање траке, што спречава могућност равномерног кочења. [13]



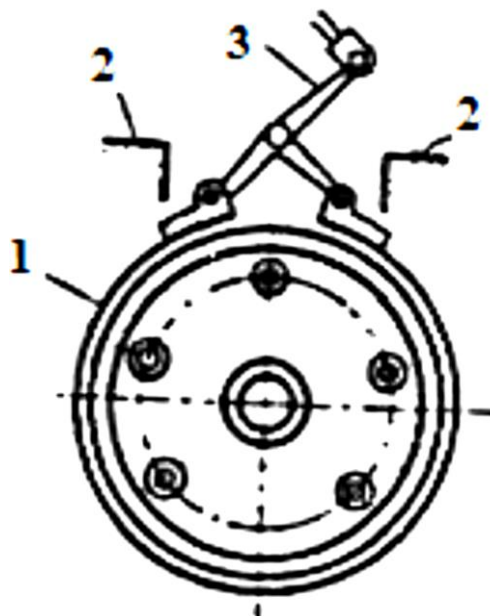
Сл. 4.2. Шема просте тракасте кочнице са серво дејством [14]

Двострука тракаста кочница приказана је на **слици 4.3**, код које кочни ефекат не зависи од смера обртања добоша. Недостатак ове кочнице огледа се у томе што је кочни ефекат мањи него код просте.



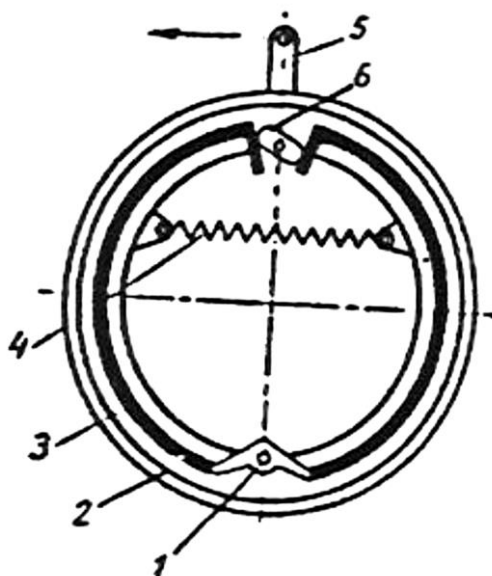
Сл. 4.3. Шема двоструке тракасте кочнице [14]

На **слици 4.4** приказана је пливајућа тракаста кочница, код које је елиминисан недостатак просте и двојне кочнице. Крајеви траке (1) су причвршћени за слободну полуугу (3). При деловању на полуугу, трака се супротставља обртању добоша силом трења и бива померена у правцу обртања добоша. Како су крајеви траке слободно причвршћени, могу се слободно померати за неки угао у лево или десно у зависности од смера обртања. Ово померање је ограничено граничницима (2).



Сл. 4.4. Шема пливајуће тракасте кочнице [14]

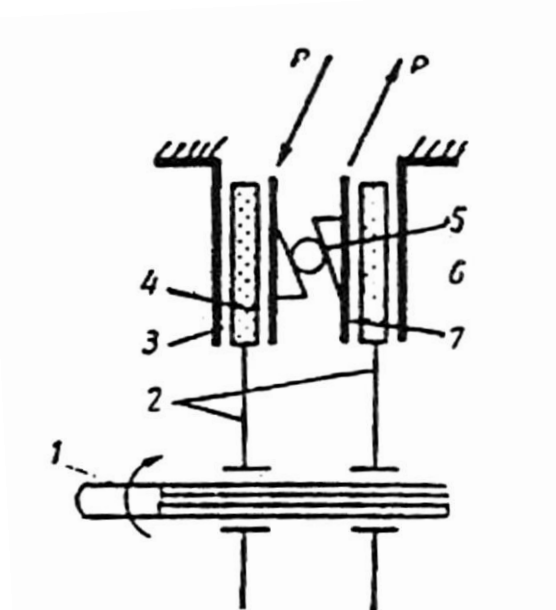
На **слици 4.5** приказана је једна од конструкција кочница са унутрашњим папучама. Папуче (3) су зглобно (1) везане, које у искљученом положају одржава опруга (4). При кочењу преко полууге (5) делује се на кључ (6) кочница који размиче папуче и исте притискује уз добош (2).



Сл. 4.5. Конструкција кочнице са унутрашњим папучама [14]

На **слици 4.6** приказан је шематски приказ дискосне кочнице. На ожљебљеном вратилу (1) налазе се два фрикциона диска (2), између којих се налазе два аксијално померљива диска (4 и 7). Размицање ових дискова остварује се помоћу куглица (5) које

се налазе у жљебовима у облику сузе. Размицање дискова остварује се помоћу полужног система и куглице која клизи у завојном жљебу у облику сузе.



Сл. 4.6. Шематски приказ дисковне кочнице [14]

4.2. Механизми система за заокретање

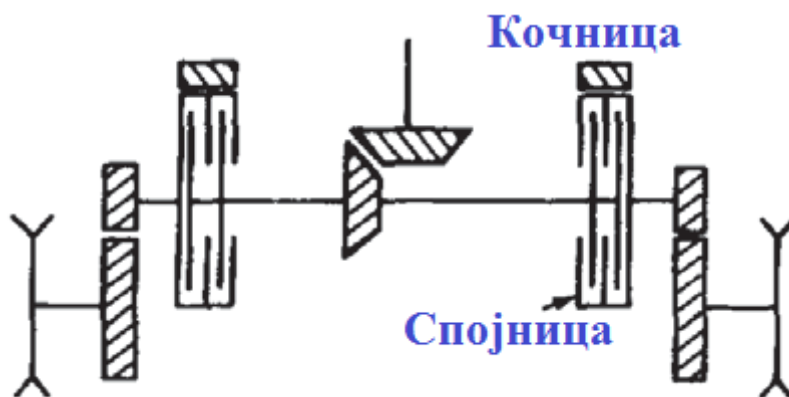
Механизам заокретања гусеничног возила треба да обезбеди равномерни прелаз са праволинијског на криволинијско кретање не изазивајући при томе допунска оптерећења погонског агрегата. У циљу остварења заокретања гусеничног возила на принципу остварења различитих брзина кретања гусеница, на гусеничним возилима у склопу погонског моста се користе:

- диференцијал,
- бочне вишедисковне спојнице и
- планетарни механизми.

На највећем броју савремених гусеничних возила као механизми који остварују њихово заокретање користе се бочне вишедисковне спојнице и планетарни механизми [14].

4.2.1. Механизам спојница/кочница

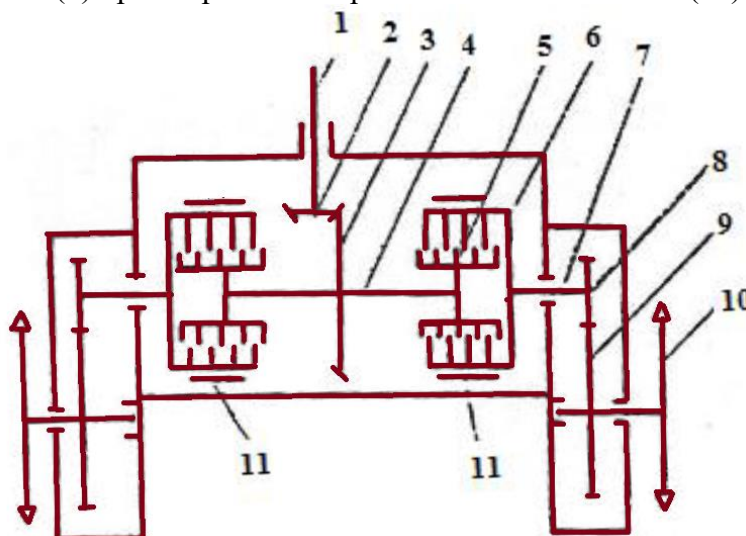
Овај систем је приказан шематски на **слици 4.7**. Да би се иницирао заокрет, потребно је активирати спојницу за једну страну возила (у коју се страну скреће) и притиснути кочницу. Гусеница на другој страни возила је и даље активна те њена брзина постаје већа од брзине друге гусенице и тиме се остварује скретање. Овакав механизам заокретања је веома једноставан, али кочница најчешће апсорбују снагу током скретања. Због тога, најчешће се употребљава код возила мале брзине, попут пољопривредних трактора и грађевинских машина. [15]



Сл. 4.7. Шематски приказ механизма спојница/кочница [15]

4.2.1. Бочне вишедискосне спојнице и планетарни механизми

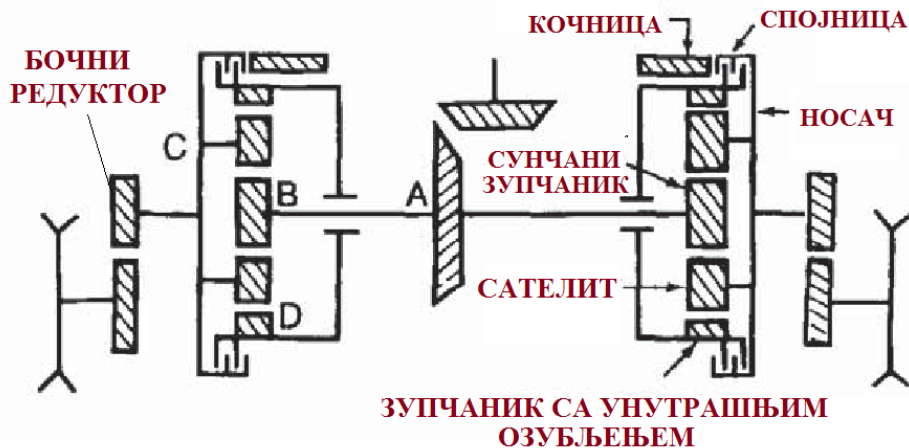
На слици 3.8, дат је шематски приказ бочне вишедискосне спојнице. Обртни момент преко улазног вратила (1) и главног преносника (2 и 3) предаје се на вратило (4). На крајевима вратила налазе се фрикционе вишедискосне спојнице (11). Водећи добош (5) са дисковима учвршћен је на вратило, док је вођени добош (6) са дисковима у споју са вратилом (7) на коме се налазе зупчаници (8) бочног редуктора, док спрегнути зупчаник (9) преко вратила покреће погонски ланчаник (10) [12].



Сл. 4.8. Шематски приказ бочне вишедискосне спојнице [12]

Када се гусенично возило креће праволинијски обе вишедискосне спојнице су укључене, па се на оба погонска ланчаника преносе исти обртни momenti. У случају ако је потребно заокренути возило неопходно је искључити одговарајућу спојницу, па се обртни момент преноси само на један погонски ланчаник. Гусеница којој се погонски момент не доводи почиње да се креће успорено, па возило почиње да се заокреће. Уколико је неопходно остварити нагло заокретање возила, поред искључивања бочне вишедискосне спојнице зауставити свако кретање гусенице коришћењем кочнице (11) на вођеном добошу.

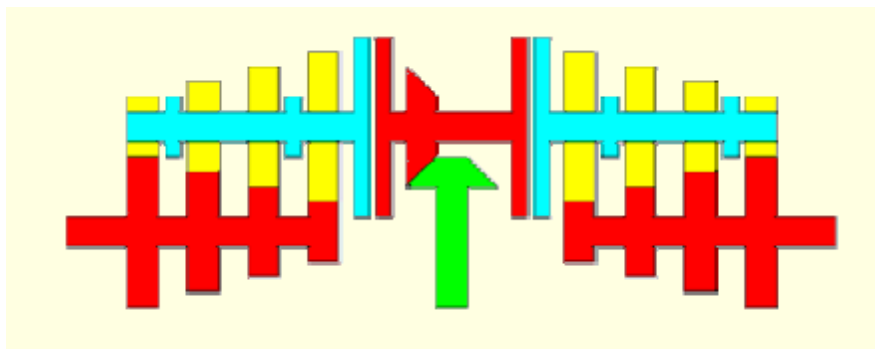
Један од најједноставнијих облика планетарног механизма за заокретање гусеничних возила приказан је шематски на **слици 4.9**. Обртни момент из мотора, преко коничних зупчаника се преноси на вратило А, које је преко планетарца повезано са лачаницима гусеница. У сталном захвату са сунчаним зупчаником налазе се сателити, који су преко носача и вратила у споју са зупчастим паром бочног редуктора. У сталном захвату са сателитима се налази зупчаник са унутрашњим озубљењем. Зупчаник се слободно обрће на вратилу, а његово обртање се зауставља кочницом. Да би се возило кретало право, обе спојнице су активне и кочница је пуштена. При скретању, спојница се искључује, кочница се активира и успорава зупчаник са унутрашњим озубљењем што преко бочног редуктора успорава гусеницу, што даље доводи до скретања возила у страну на којој је искључена спојница. [15]



Сл.4.9. Шематски приказ механизма за скретање са планетарцима [15]

4.2.2. Систем заокретања преко зупчаника

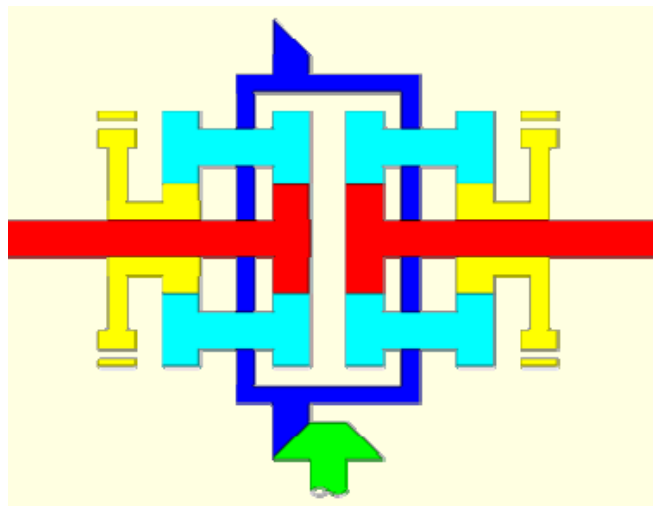
Код овог решења мотор је повезан са гусеницама преко одвојених мењача и возило заокреће избором различитих преносних односа за сваку гусеницу. На пример ако је мењач за леву гусеницу у првом степену преноса, а за десну у другом степену преноса, лева гусеница се окреће спорије и возило скреће лево. На овај начин се могу постићи различити радијуси заокретања. **Слика 4.10** илуструје шематски приказ конструктивног решења заокретања преко зупчаника. [16]



Сл. 4.10. Конструктивно решење заокретања возила помоћу зупчаника [16]

4.2.3. Систем контролисаног заокретања са диференцијалом

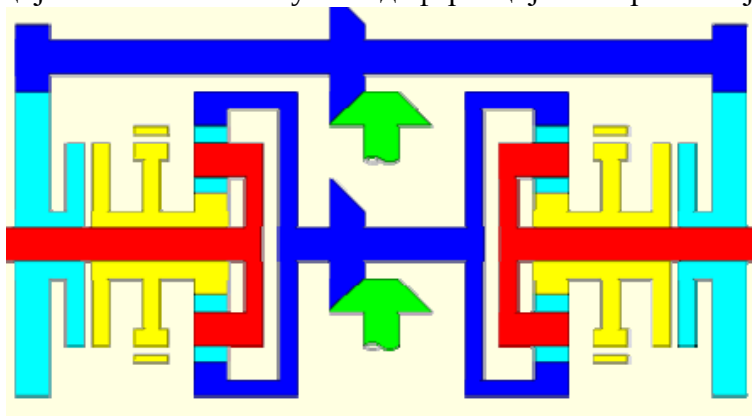
На слици 4.11 приказано је контролисано заокретање са диференцијалом. Код овог система класичан диференцијал је дограђен кочницама које заустављају међузупчанике који су унутар диференцијала. При кретању право цео диференцијал ротира истом брзином и међузупчаници не ротирају релативно у односу на кућиште. Да би возило заокренуло један међузупчаник је натеран да ротира релативно у односу на кућиште применом кочнице. Тако да та погонска оsovина ротира спорије. Овде се возило заокреће константним радијусом. Проклизавањем кочница може се постићи већи радијус, али се губи ефикасност [16].



Сл. 4.11. Контролисано заокретање са диференцијалом [15]

4.1.4. Систем заокретања са дуплим диференцијалом - "Maybach"

Снага се доводи са улаза у мењач и обично са излазног вратила мењача. Улаз у главни мењач се користи да би се добила константна брзина, независно који степен преноса је изабран. За кретање право примењују се две кочнице и како оба кућишта епицикличних зупчаника мирују обртни момент пролази право преко ових зупчаника и ка гусеницама. За заокретање једно кућиште се доводи да ротира константном брзином, преко укључене спојнице. Та гусеница се окреће спорије од друге због дејства диференцијала. Систем са "Maybach" диференцијалом приказан је на слици 4.12.

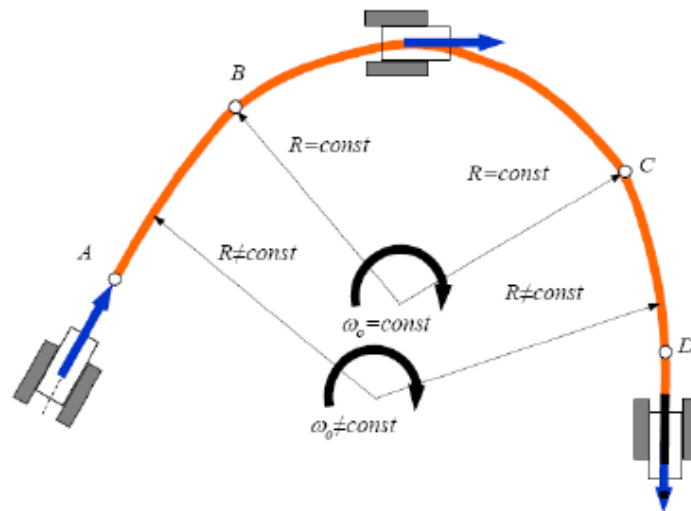


Сл. 4.12. Заокретање "Maybach" са дуплим диференцијалом [16]

4.3. Кинематика процеса заокретања

Пуताња при окретању возила може поделити у четири етапе приказане на **слици 4.13**:

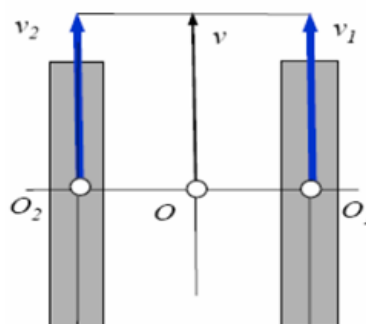
- праволинијско кретање, бесконачни радијус кривине ($R=\infty$) и без угаоне брзине заокретања ($\omega_0=0$),
- улаз у окретање по неком луку AB, са променљивим радијусом ($R\neq\text{const.}$) и променљивом угаоном брзином ($\omega_0\neq\text{const.}$),
- равномерно окретање по луку BC са константним радијусом ($R=\text{const.}$) и константном угаоном брзином ($\omega_0=\text{const.}$),
- излаз из окретања по неком луку CD са променљивим радијусом ($R\neq\text{const.}$) и променљивом угаоном брзином ($\omega_0\neq\text{const.}$).



Сл. 4.13. Путања заокретања гусеничних возила [12]

4.3.1. Праволинијско кретање гусеничних возила

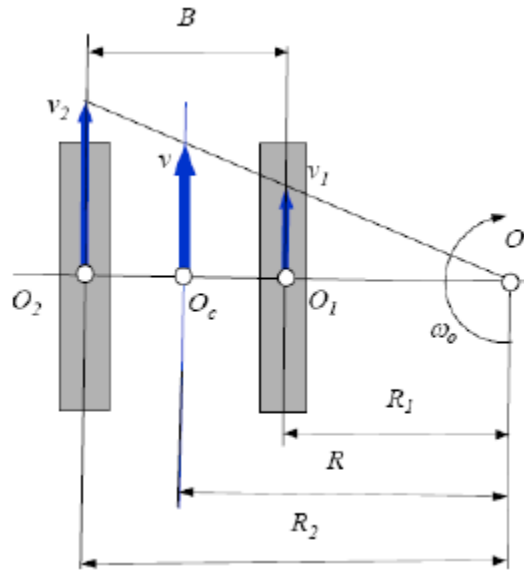
Праволинијско кретање гусеничних возила остварује се при истим смеровима и брзинама гусеница ($V_1=V_2$), (слика 4.14).



Сл. 4.14. Праволинијско кретање гусеничних возила [12]

4.3.2. Заокретање гусеничних возила

Заокретање гусеничних возила, постиже се при различитим брзинама гусеница ($V_1 \neq V_2$) (слика 4.15). Гусеница са мањом брзином V_1 назива се заостајућа, а са већом V_2 бежећа.



Сл.4.15. Заокретање гусеничних возила [12]

Заокретања без проклизавања гусеница

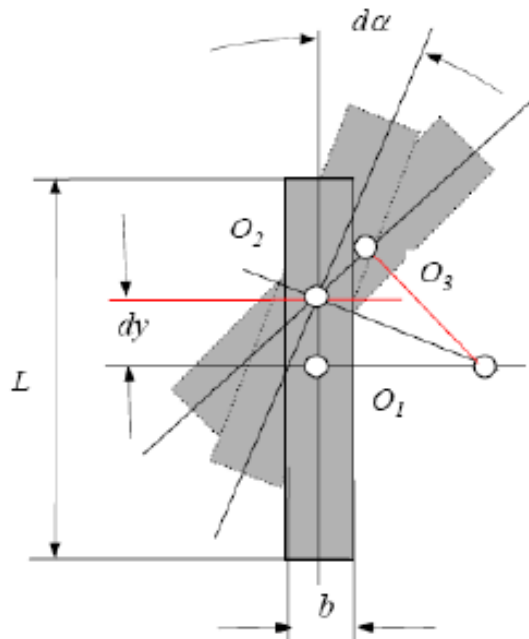
При теоријском разматрању заокретања возила на идеалној подлози без проклизавања гусеница (слика 4.16), посматрају се кретања средишта O_1 и O_2 ослоних површина гусеница. При чему, ослону површину гусенице фигурише ширина папуче b и дужина налегања гусенице на подлогу L . Заокретање гусенице се постиже на тај начин што се прво средиште O_1 ослоне површине бесконачно мало праволинијски помери за du у положај O_2 , а затим се ослона површина заокрене око свог средишта за елементарни угао $d\alpha$. Исто елементарно заокретање гусенице се може постићи окретањем средишта O_1 ослоне површине око замишљеног пола окретања O . На тај начин, при окретању возила се може узети да се бежећа гусеница креће константном брзином V_2 уз окретање угаоном брзином ω_0 око вертикалне осе која пролази кроз средиште O_2 њене ослоне површине. Аналогно, и заостајућа гусеница се креће константном брзином V_1 уз окретање угаоном брзином ω_0 око вертикалне осе која пролази кроз средиште O_1 њене ослоне површине. Односно, може се узети да се возило окреће око замишљеног пола O при чему обе гусенице имају обртно кретање око тог пола угаоном брзином ω_0 , тако да је:

$$V_1 = R_1 \omega_0 = (R - 0,5B) \omega_0 \quad (4.1)$$

$$V_2 = R_2 \omega_0 = (R + 0,5B) \omega_0 \quad (4.2)$$

где су:

V_2, V_1 - брзине кретања бежеће и заостајуће гусенице,
 R_2, R_1 - радијуси окретања бежеће и заостајуће гусенице.



Сл. 4.16 Заокретање без проклизавања гусеница [12]

Угаона брзина окретања возила ω_0 може се одредити помоћу једначине:

$$\omega_0 = \frac{V_2 - V_1}{B} \quad (4.3)$$

Из односа брзина:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{R + 0,5B}{R - 0,5B} \quad (4.4)$$

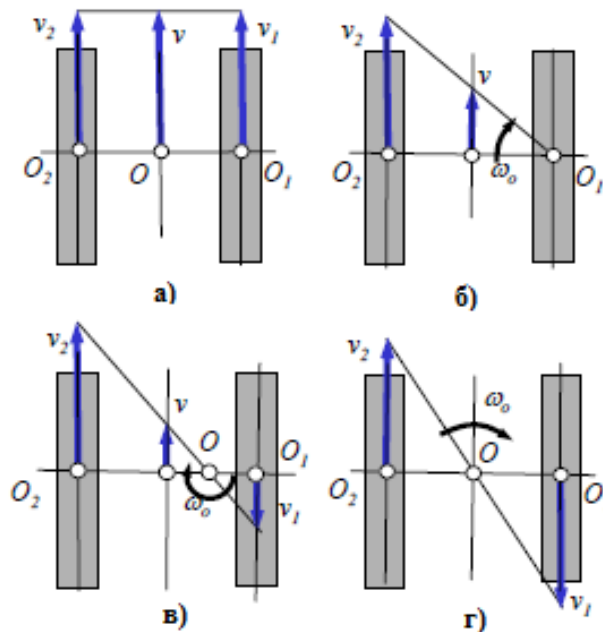
добива се радијус R заокретања центра возила:

$$R = \frac{(V_2 + V_1) \cdot 0,5B}{V_2 - V_1} \quad (4.5)$$

где је:

B - распон (колотраг) гусеница.

Израз (4.5) показује да је при истим смеровима и истој величини брзина гусеница, радијус окретања бесконачан (слика 4.17), односно возило се креће праволинијски. Са порастом разлика истосмерних брзина радијус окретања се смањује (слика 4.17б). Ако су брзине гусеница различитих смерова и интензитета (слика 4.17в) радијус окретања је $R < B/2$. За исте брзине супротних смерова (слика 4.17г), радијус окретања је $R=0$, при чему се машина окреће у месту.



Сл. 4.17. Заокретање гусенице [12]

Заокретање са проклизавањем гусеница

При стварном заокретању машине, ослоне површине гусеница са подлогом образују фрикциони пар између којих се јавља проклизавање или клизање (слика 4.6). Међутим, у фрикционим равнима постоје јединствене тачке C_1 и C_2 у којима нема клизања ни проклизавања. Ове тачке се називају *полом заокретања гусеница* и у случају проклизавања и клизања, не поклапају се са геометријским центрима O_1 и O_2 ослоних површина гусеница.

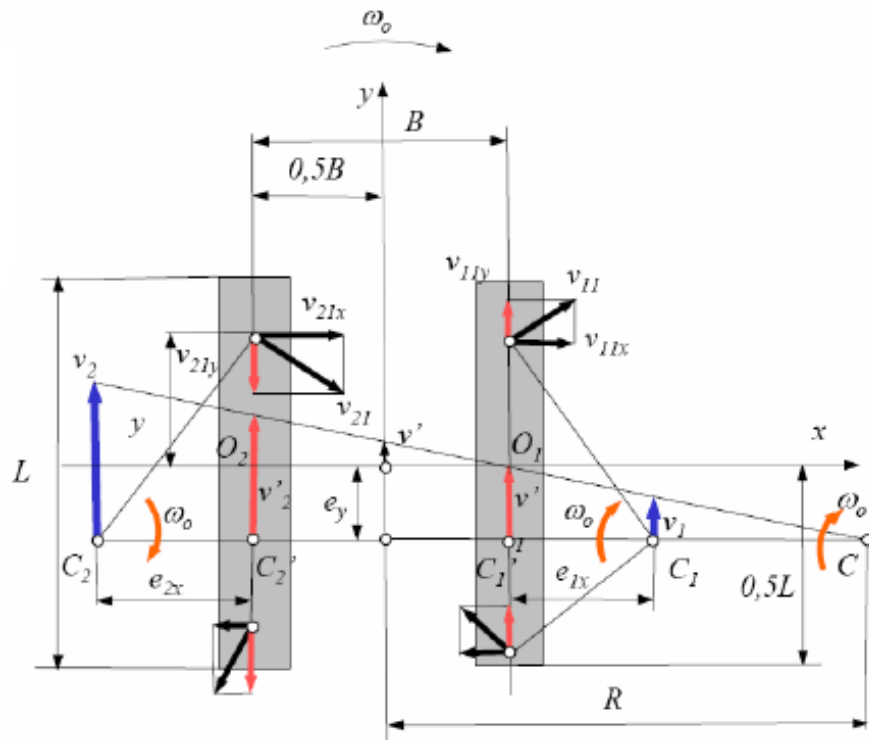
Машина се окреће око тачке C , која се назива *центром заокретања* или *тренутним полом заокретања машине*. Тачке C , C_1 и C_2 увек леже на једној правој која се назива *линија центара заокретања*. Ова права лежи у вертикалној попречној равни машине померена од x осе на растојање e_y . Координате положаја полова заокретања гусеница у односу на осе x и y су: e_{1x} , e_{1y} и e_{2x} , e_{2y} , и називају се *екцентрицитети полова окретања*, при чему је: $e_{1y} = e_{2y} = e_y$.

Положај полова заокретања зависи од:

- параметара погона гусеница,
- расподеле притиска по ослоним површинама гусеница,
- отпора кретања и
- проклизавања или клизања гусеница.

Ако бежећа гусеница при заокретању проклизава, при томе њен пол окретања C_2 увек лежи на спољној страни ослоне површине у односу на уздужну осу симетрије гусенице. Под унутрашњом страном ослоне површине се подразумева међугусенична површина са подужним осама обе гусенице.

Заостајућа гусеница при заокретању машине може да проклизава (при учесталом кочењу и сталном радијусу окретања) и да клиза (услед потпуног кочења). При проклизавању заостајуће гусенице пол окретања C_1 лежи са унутрашње стране, а при клизању на спољашњој страни ослоне површине. На слици 4.6 је приказан положај пола C_2 при проклизању бежеће гусенице и положај пола C_1 при клизању заостајуће гусенице.



Сл. 4.18. Заокретање са проклизавањем гусеница [12]

Угаона брзина окретања машине ω_0 може се одредити помоћу једначине:

$$\omega_0 = \frac{V_2 - V_1}{e_{1x} + B + e_{2x}} \quad (4.6)$$

где је:

V_1 и V_2 - преносне брзине костура машина у тачкама које се поклапају са половима окретања бежуће и заостајуће гусенице,

e_{1x} , e_{2x} - ексцентрицитети полова окретања бежеће и заостајуће гусенице,

B - распон гусеница.

4.4. Анализа

Суштина анализа спреге кочног система и система заокретање огледа се кроз сврху употребе кочног система за потребе скретања возила. Према кинематици процеса заокретања, јасно је да возила која за кретање имају гусенице скрећу тако што се једна гусеница успори, или друга убрза, или комбинација оба случаја. Односно, мора постојати разлика између брзина гусеница. Заокретање возила без проклизавања је идеализован случај реалног заокретања, али су оба приакзана, јер да би се разумела кинематика заокретања са проклизавањем, знатно је лакше надовезати је на кинематику без проклизавања. Према **поглављу 4.2** постоји велики број механизма који служе за заокретање. Готово у сваком од система, кочница је саставни елемент. Наравно, постоје и кочнице које нису интегрисане са системом за заокретање (на пример, механичке кочнице итд.) које делују истом силом на обе гусенице те самим тим не доводе до скретања возила. На сликама у поменутом поглављу јасно су приказане позиције кочница које могу служити за заокретање и описана је њихова функција. Квалитет механизма за заокретање који садрже кочнице унутар себе се огледа кроз искоришћење снаге, брз одзив, поузданост итд. На пример, код трактора Т130М постављен је комбиновани систем управљања и кочења.

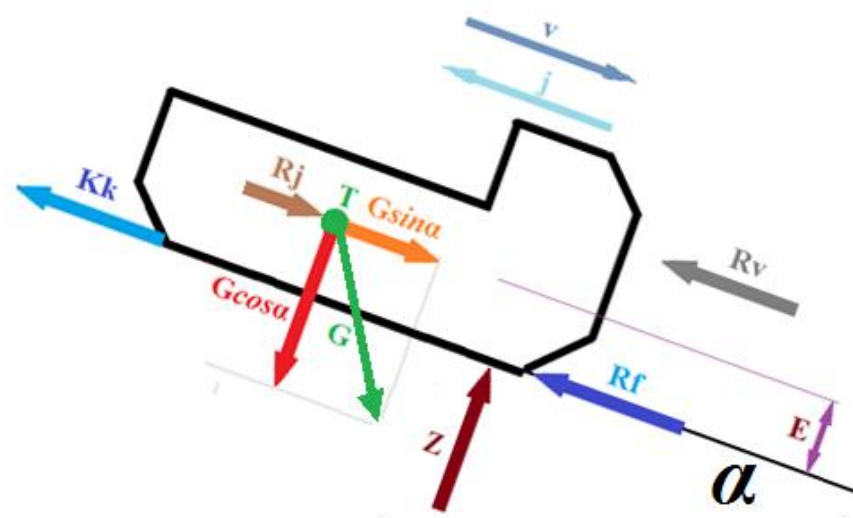
Дакле, како је већ наведено у **поглављу 4.1** гусенична возила у свом склопу поседују кочнице које обезбеђују заокретање истих, заустављање на успону или нагибу и смањење брзине кретања. У зависности од тарућих површина користе се: тракасте, папучасте и дискосне кочнице. Кочнице су погодне за монтажу у склопу трансмисије обично задњег погонског моста и врло су једноставне конструкције.

На пример код постоје тракасте кочнице, деловањем на полугу, крајеви траке се затежу, па се траке чврсто приљубљују уз добош. Сила трења која се јавља између траке и добоша смањује брзину добоша што даље имплицира скретање возила. Дакле, возило скреће уз загревање површина у контакту које даље предају топлоту околини, тј. топлотном понору. Другим речима, део снаге која излази из мотора се губи за процес заокретања. То би се могло сматрати недостатком и ако је неминовност. Поред тога, главни недостатак ове тракасте кочнице се огледа у једностраном дејству, тј. њен кочни ефекат при другим условима зависи од смера обртања кочног добоша. У случају обртања кочног добоша у супротном смеру од кретања казальке на сату, тада је трака наилазећа и у том случају је момент кочења максималан. У случају обртања добоша у смеру кретања казальке на сату остварује се момент кочења који је неколико пута мањи, па је за остваривање истог максималног момента кочења потребно на полугу деловати већом силом. Други недостатак ове врсте кочница је појава самокочења, тј. при укљученој кочници сила трења тежи да оствари потпуно затезање траке, што спречава могућност равномерног кочења. Напредак је остварен са пливајућом тракастом кочницом код које је елиминисан главни недостатак прости тракасте кочнице. Осим прости тракастих кочница, у **поглављу 4.1** приказано је још неколицина кочница и описан је начин њиховог функционисања.

5. Анализа потребне снаге за заустављање гусеничног возила

5.1 Кочење коришћењем кочних уређаја

Анализа потребне снаге за заустављање возила коришћењем кочних уређаја се може спровести над возилом које се налази у неповољном положају (слика 5.1), односно у положају који захтева максималну силу кочења. Поред брзине возила, у приказаном случају и његова сопствена маса ради „против“ кочног система, те је самим тим, према постављеном случају, потребно највише снаге да се возило заустави. Овакав приступ је искључиво теоријски јер је јасно да употреба система за кочење на великим низбрдицама може довести до нежељених последица као што су повећано хабање фрикционих елемената, прегревање или блокирање система итд. Тада се кочење реализује тако што се кочи мотором. Као што је већ речено, кочење мотором може бити у комбинацији са основним системом за кочење у ком случају прелаз из кочног у убрзани режим рада мотора се остварује веома једноставно и брзо. [1]



Сл. 5.1. Гусенично возило у тренутку кочења на путу низбрдо [1]

Како би се остварила највећа сила кочења посматрајући израз (3.1) потребно је да вредности осталих сила на левој страни једначине буду минималне а са десне максималне. Односно, када се пребаце на другу страну и узме се у обзир да отпор нагиба пута ($R_\alpha = G \cdot \sin \alpha$) има негативну вредност, израз за кочиону силу (5.1) показује да и отпор нагиба пута треба имати своју максималну а не минималну вредност. Разлог за то је смер силе (R_α), односно већ поменут случај када маса возила ради „против“ кочног система.

$$K_k = R_j + R_\alpha - R_f - R_v \quad (5.1)$$

Свака од сила (отпора) у изразу (5.1) зависи од масе возила. Да би се остварила што већа кочиона сила, појединим отпорима иде у прилог да је маса што већа а појединим да је што мања. Из тог разлога, за константну масу возила ($m = \text{const.}$), коментари вредности сила које утичу на вредност кочионе силе дати су у наставку текста.

Да би сила R_α , односно отпор нагиба пута имао своју максималну вредност, према изразу (3.4) угао нагиба пута (α) би требао износити 90° што није реалан случај. Вредност угла нагиба пута би требала бити максимална могућа које возило за дати случај може остварити а да не дође до константног проклизавања или у горем случају, до одвајања гусеница од пута или превртања возила.

Сила R_j (отпор инерције возила) такође треба имати максималну вредност. Према изразу (3.7) убрзање(j)и коефицијент учешћа обртних маса гусеничног возила (δ) би требали бити максимални. Према емпиријској формули (3.8) следи да је највећа вредност коефицијента (δ) када је преносни однос трансмисије највећи.

Интензитет силе отпора кретања гусеница (R_f)зависи од радијалног оптерећења тла (Z)(израз 3.2) и укупног коефицијента отпора кретања гусеничних возила (f) чија се вредност у пракси одређује експериментално. Према **табели 3.1**максимална вредност поменутог коефицијента је у случају кретања гусеничног возила по снегу. Радијално оптерећење тла првенствено зависи од масе возила (m) и вредности угла нагиба пута (α). Пошто је усвојено да је маса константа, угао нагиба пута би требао бити минималан ($\alpha = 0^\circ$). Дакле, интензитети отпора R_α и R_f за своје максималне вредности захтевају различите вредности угла нагиба пута. То је последица растављања силе тежине возила приликом нагиба на две компоненте. Неповољније по силу кочења, односно да би се остварила што већа сила кочења, угао нагиба пута треба бити што већи.

Отпор ваздуха (R_v)смањује вредност кочионе силе. Како би била што мања, према изразу (3.5) потребно је да чеона површина возила буде мања.

Са таквим вредностима интензитета отпора из израза (5.1), добија се максимална вредност кочионе силе (K_k).

Рад који се оствари током кочења, тј. рад потребан за заустављање возила био би једнак производу пута које гусенично возило пређе током кочења (израз 3.22) и максималне вредности кочионе силе (5.2).

$$A_{max} = K_{kmax} \cdot S_k \quad (5.2)$$

Изразом (5.3) дата је снага потребна за заустављање гусеничног возила, која је једнака количнику оствареног рада и времена потребном да се возило потпуно заустави (израз 3.35).

$$P_{max} = \frac{A_{max}}{t} \quad (5.3)$$

Заменом израза (3.22), (3.35) и (5.2) у изразу (5.3) добија се израз (5.4).

$$P_{max} = \frac{K_{kmax} \cdot \frac{\delta}{2 \cdot w \cdot g} \cdot \ln \cdot \left(1 + \frac{w \cdot v_1^2}{(\varphi_{is} + f) \cdot \cos \alpha - \sin \alpha} \right)}{\frac{\delta \cdot G}{g \sqrt{B \cdot w}} \cdot \arctg \frac{\sqrt{w}}{B} \cdot \frac{v_1 - v_2}{1 + w v_1 \cdot \frac{v_2}{B}}} \quad (5.4)$$

При усвојеним максималним вредностима елемената у изразу (5.4) добија се максимална вредност утрошене снаге потребне да се заустави возило. Наравно, да би израз био валидан, потребно је усвојити да је брзина $v_2 = 0$, и искоришћени коефицијент пријањања изједначити са могућим кефицијентом пријањања ($\varphi_{is} = \varphi$).

Максимална вредност потребне снаге при континуалном кочењу је интересантна са аспекта конструисања кочног система. У случају равног терена или узбрдице, возило ће увек употребити мање снаге за континуално кочење. За прорачун

снаге, користио би се израз (5.4) са тим да би се ме би усвајале максималне вредности кочионе силе и знак испред синусне функције био позитиван, тј. отпор нагиба пута би радио у „корист“ кочног система.

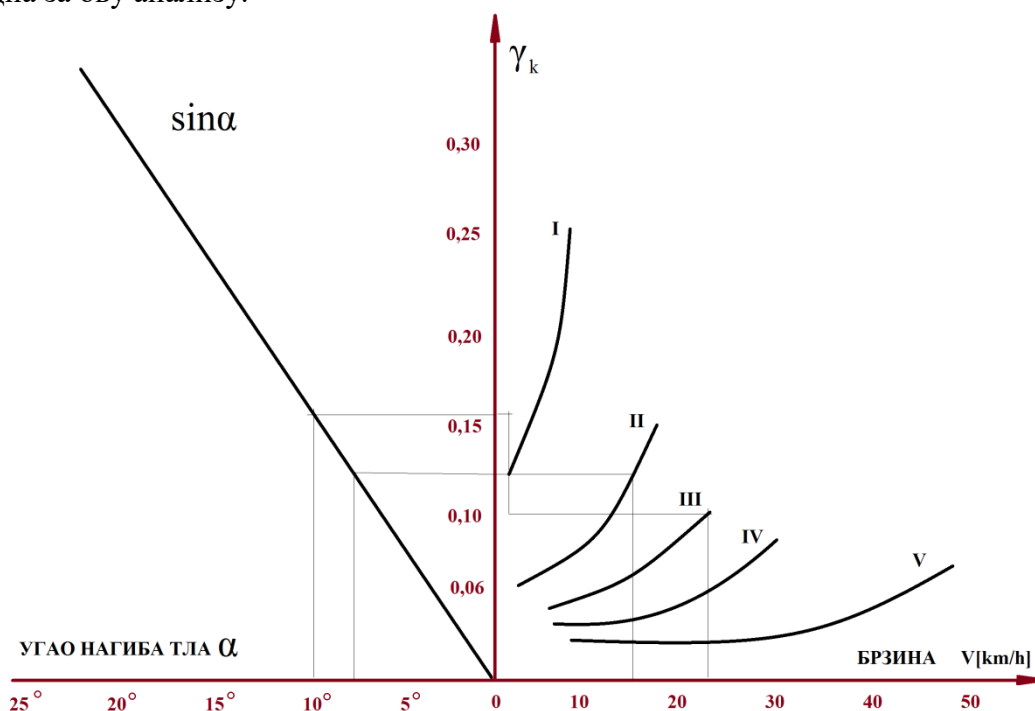
5.2. Кочење мотором

Као што је већ речено у **поглављу 3.2**, отпори који се јављају при раду мотора могу се користити за кочење. Наиме, кочни режим мотора се остварује, најчешће, пригушивањем издувне гране уз смањење довода горива, или потпуним искључивањем довода горива.

Према **поглављу 3.2** снага отпора мотора директно утиче на време и пут кочења. Да би се одредило време и пут кочења, полази се од израза за специфичну кочиону силу (3.39). У њему се могу заменити изрази (3.40) и (3.41). Сменом се добија израз за специфичну кочиону силу у зависности од снаге отпора мотора (5.5):

$$\gamma_k = \frac{1000 \cdot P_k}{v \cdot G} = \frac{1000 \cdot (P_{kv} + P_v + P_{kt} + P_g)}{v \cdot G} \quad (5.5)$$

Код мотора је обично позната **снага мотора P_k** , као и њена зависност од броја обртаја (брзине возила), тј. преносног односа у трансмисији. На **слици 3.4** приказан је дијаграм зависности унутрашњих отпора од броја обртаја. На основу познате снаге P_k и поменутих познатих зависности, може се одредити зависност $j=j(v)$. Даље на основу познате зависности $j=j(v)$ графоаналитичким путем могуће је израчунати пут и време кочења. Ради илустрације, на **слици 5.2** приказане су кочне карактеристике једног гусеничног возила са петостепеним мењачем. Слика даје могућност одређивања специфичне кочионе силе у зависности од степена преноса и отпора кретања. Специфична кочиона сила је, поред брзине и тежине, карактеристика снаге и зато је погодна за ову анализу.



Сл. 5.2. Кочионе карактеристике једног гусеничног возила [1]

Укупна снага потребна за заустављање возила била би једнака суми искоришћених снага мотора P_k у свим искоришћеним степенима преноса у трансмисији. На пример, при кочењу мотором када се возило налази у петом степену преноса, при постепеном кочењу, укупна снага искоришћена за заустављање возила била би дата изразом (5.6)

$$P_k = P_{kV} + P_{kIV} + P_{kIII} + P_{kII} + P_{kI} \quad (5.6)$$

Познавањем укупног времена кочења, могуће је одредити расподелу снаге потребну за заустављање гусеничног возила током кочења. Такође, познавањем пута кочења, могуће је одредити расподелу снаге током пута.

Дакле, потребна снага за заустављање возила је у функцији снаге мотора P_k . Снага мотора је у функцији броја обртаја, односно степена преноса па је са тим потребна снага за заустављање возила у функцији броја обртаја (брзине возила) и степена преноса. Таква зависност постоји на идеално равном терену. Код терена који имају уздужни нагиб, и он мора бити узет у обзир. [1]

5.3. Кочење спољашњим отпорима

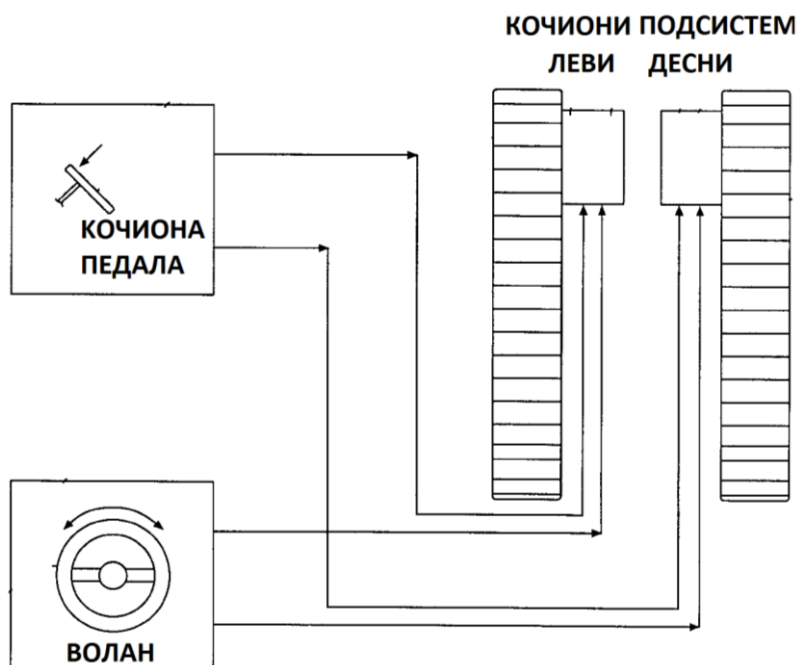
Снага која се користи да би се зауставило возило употребом спољашњих отпора једнака је заправо снази коју направе отпори, односно суми вредности сила помноженом са средњом брзином током процеса кочења (прорачунат пут кочења / прорачунато време кочења). Врло је тешко прецизно предвидети вредности исте на разним теренима, због наглих промена геометрије и врсте терена. Због тога, анализа снаге при кочењу спољашњим отпорима се своди на следеће закључке:

- да би се гусенично возило зауставило, мање снаге је неопходно при кретању узбрдо него низбрдо,
- што је терен лошији, бољи су резултати кочења, односно мањи је пут кочења,
- отпори кретању гусеничних возила постоје увек, њихов интензитет зависи од врсте гусеница, терена по којем се возило креће, масе возила, брзине којом се креће итд., што директно утиче на употребљену снагу за заустављање.

6. Трендови развоја кочног система

Основни захтеви које кочни систем треба испунити се огледају кроз његове перформансе. При конструисању модерних гусеничних возила, циљ је осмислити такав кочни систем да буде поуздан, функционалан, технологичан, модуларан итд. То важи за свако гусенично возило. Кочни систем гусеничних возила, као и код других друмских возила, је један од најважнијих система возила и директно утиче на његово управљање и безбедност. Фактори који директно утичу на избор система кочења за одређени тип гусеничног возила јесу: сила кочења, кочни момент, потребан притисак у кочном систему, снага мотора и др. Извођење кочног система на гусеничном возилу зависи од намене возила, масе и његових радних карактеристика. Због тога постоје и различити трендови развоја кочног система.

Код гусеничних трактора, пример гусеничног трактора ЧТЗ Т 130 и ЧТЗ Т 170 – булдожера, систем кочења се изводи тако олакша услове рада возач трактора. Код модела Т 130М постављен је комбиновани систем управљања и кочења. Контролни систем се састоји од механичких подсклопова и два актуатора хидрауличних сервомеханизма. На пример, 2001. године, у Америци регистрован је патент US6527070 са комбинованим системом управљања и кочења. Унутар кочионо-управљачког система су подсистеми за управљање и подсистем за кочење, раздвојени за леву и десну страну возила. Подсистем за кочење садржи педалу повезану за кочни механизам за сваку страну возила. Осим тога, управљачки систем је спојен са кочним тако што при окретању точка управљача у неку од страна, активира се кочница на тој страни, гусеница се успорава и извршава се скретање. Хидрауличним путем, се спроводи дејство при притиску педале или заокретања точка управљача. На слици 6.1 приказана је основна шема система. [17]



Сл. 6.1. Основна шема комбинованог система према патенту "US6527070" [17]

Дакле, код гусеничних трактора, булдожера тенденција је да се систем кочења изведе тако да се максимално олакшају услови рада корисника, тј. возача. Комбиновани системи су добар одговор на постављене захтеве. Код савремених механизма система кочења, пренос кочионе силе и изведба конструкције се врло мало разликују.

Када су у питању савремена гусенична, радна, возила, на пример, ровокопачи, примењују се кочнице са повећаним притиском. Овај тип кочница је постао стандард свих ровокопача/утоваривача. Код њих су претежно раздвојени системи кочења и управљања. Тренд развоја кочница које се примењују код ровокопача/утоваривача се такође може огледати кроз њихове потребне карактеристике као нпр: изводе се као унутрашње, уроњене у уље, са хидраулични активираним вишеструким дисковима од кевлара на улазном вратилу задњег погона, морају бити потпуно затворене и заптивене, морају имати могућност самоподешавања, имају вишеструке ножне педале кочнице са повећаним притиском, могу да се закључају за кретање по путу, паркирне/секундарне кочнице су независне од система радне кочнице. ручна кочница се механички активира помоћу полуге итд. Дакле, тренд развоја, када су у питању савремена гусенична, радна возила, иде у смеру развоја кочница са повећаним притиском. Оне морају тежити да у што већој мери задовоље све постављене захтеве, попут функционалности, поузданости, трајности, технологичности итд.

Код војних возила великих маса, са моторима велике снаге (на пример тенк) као основни кочни систем, претежно се користи хидраулички систем кочења у комбинацији са секундарним успоривачима [10,18]. Постоји више различитих решења за кочни систем оклопног гусеничног возила, које су прилагођене посебним захтевима (војне природе). Генерално, сви кочни системи данашњих војних гусеничних возила садрже и механичке кочнице, по правилу у комбинацији са другим кочним уређајима. Ово је неопходно како би се могло контролисати кочење возила, чак и ако постоји прекид у систему. У циљу смањења напора возача, могу се издвојити одвојени системи за кочење. У случају механичких кочница разликују се два различита дизајна, свака са предностима и недостацима, тзв. влажне кочнице (кочни систем интегрисан са трансмисијом) и суве кочнице диск кочници сувог кочења. Остали системи, као што су добош кочнице са кочним папучама, немају значајну примену код савремених гусеничних возила војне природе због њихових великих габарита. Поред основних кочних система, саставни део скоро свих возила чини паркирна кочница, која се активира преко опруге која даље активира хидраулички систем који ослобађа притисак кроз систем и на тај начин врши успоравање кретног механизма. Паркирна кочница се у експлатацији користи углавном када се кочење не може остварити основном, односно радном кочницом. Радна кочница је код војних борбених возила неопходна због велике масе возила услед оклопне заштите. Између кочног цилиндра опруге и окретног прстена, постављена је плоча за потискивање радне течности, слично као и код комерцијалних возила. Поред наведених система за кочење, тешка гусенична возила често користе моторну кочницу, која поред погонског агрегата и трансмисије мора да испуни одређене захтеве у виду перформанси. У нормалном начину рада моторна кочница има тзв. степенасто подешавање перформанси кочења. Ово се постиже контролисањем издувних гасова помоћу кочног затварача у издувној грани. Кочни „лептир“ коју активира ваздушни притисак, по степенима затвара издувну грану до жељеног дејства кочења и производи захтевани противпритисак издувних гасова за цилиндар. Такође, код савремених борбених возила са гусеничним погоном користи се рачунар за управљање возилом који бележи тренутни противпритисак издувних гасова преко сензора и помоћу вентила за одговарајуће управљање притиска у цилиндрима. Постепено активирање трајног кочног механизма дозвољава његову дозирану апликацију на погону. На тај начин се може постићи процес кочења, који је мекан и

поуздан. Примена CANbus комуникације омогућава пренос података кроз систем контрола погонског система у више брзина. Сваки модул (чвор) на мрежи може да шаље и прима сигнале и сваки има свој једнозначну адресу. Овакав систем дозвољава рачунару (управљачкој јединици) да прима сигнале који су у његовом домену, а да остали игноришу (филтрирају). Информацију коју прима рачунар је кодирана тако да друге управљачке јединице знају одакле је дошао податак.

Дакле, код војних возила, кочење се услед великих маса врши уз помоћ више система. Из свега наведеног, може се закључити следеће:

- даљи развој кочионих система код војних возила иде у смеру компјутерское контроле управљања гусеничним возилом, како би се возачу максимално олакшало управљање возилом,
- поред основних кочионих система, као резерва се развијају механичке кочнице да би функција кочења била остварена и у случају прекида у систему (на пример у случају ако је возило погођено и томе слично)
- како се развијају основни кочиони системи, тако се развијају и моторне кочнице јер тешка гусенична возила њих често користе. Систем кочења моторном кочицом се унапређује и поред осталих тежња је повезати га и контролисати га рачунаром преко одговарајућих сензора да би се добиле што оптималније перформансе кочења

Закључак

Гусенична возила имају широк дијапазон примене, нарочито у лошијим путним условима. У односу на друга возила имају бољу проходност, продуктивност, вучне карактеристике, поузданост у раду итд. Гусенична возила из дана у дан све више добијају на значају у скоро свим сферама људске делатности. Недостатак им је мали степен искоришћења, кратак век, бука гусеница и оштећење саобраћајница. Производе се као пољопривредни трактори, борбена возила, грађевинске машине, вучна возила, возила за специјалне намене итд. Гусенична возила налазе широку примену на теренима мале носивости. Усавршавање конструкције гусеничног кретног механизма у значајној мери смањује неке предности које имају возила точкаши. Велика контактна површина и велика могућност искоришћења коефицијента приањања је предност возила на гусенични погон у односу на возила са точковима.

Кочни систем код гусеничних возила, као и код осталих возила, има значајну улогу у погледу безбедности у саобраћају, на раду итд. Возила која за кретање имају гусенице, у односу на путничка возила, крећу се споро, али такође у односу на путничка возила, имају знатно већу масу. Да би се зауставила та велика маса, чак и при релативно малим брзинама кочioni систем мора бити знатно "јак", тј. оформљен тако да у што мањем временском року заустави гусенице возила претварањем кинетичке енергије и механичког рада у топлотну енергију у систему кочења. Код савремених гусеничних возила кочење се остварује на три начина: применом кочних уређаја у систему за управљање и пренос снаге, радом мотора у кочном режиму и спољашњим отпорима.

При кочењу применом кочних уређаја у систему за управљање у пренос снаге, поред заустављања возила, може се остварити и његово скретање. Анализом спреге кочног система и система заокретање јасно је да се скретање може спровести кочењем једне гусенице возила, односно појавом разлике између брзина гусеница. Постоји велики број механизма који служе за заокретање. Квалитет механизма за заокретање који садрже кочнице унутар себе се огледа кроз искоришћење снаге, брз одзив, поузданост итд. Дакле, како је већ наведено у **поглављу 4.1** гусенична возила у свом склопу поседују кочнице које обезбеђују заокретање истих, заустављање на успону или нагибу и смањење брзине кретања. У зависности од тарућих површина користе се: тракасте, папучасте и дискосне кочнице.

При употреби кочних уређаја, максимална вредност потребне снаге при континуалном кочењу је интересантна са аспекта конструисања истих, односно конструисању целокупног кочног система. У случају равног терена или узбрдице, возило ће увек употребити мање снаге за континуално кочење. За прорачун снаге, користио би се израз (5.4) са тим да би се ме би усвајале максималне вредности кочионе силе и знак испред синусне функције био позитиван, тј. отпор нагиба пута би радио у „корист“ кочног система.

При кочењу мотором, потребна снага за заустављање возила је у функцији снаге мотора P_k . Снага мотора је у функцији броја обртаја, односно степена преноса па је са тим потребна снага за заустављање возила у функцији броја обртаја (брзине возила) и степена преноса. Таква зависност постоји на идеално равном терену. Код терена који имају уздужни нагиб, и он мора бити узет у обзир

Фактори који директно утичу на избор система кочења за одређени тип гусеничног возила јесу: сила кочења, кочни момент, потребан притисак у кочном систему, снага мотора и др. Извођење кочног система на гусеничном возилу зависи од намене возила, масе и његових радних карактеристика. Трендови даљих развоја кочних

механизама зависи од врсте и намене гусеничних возила. На пример, код гусеничних трактора, булдожера тенденција је да се систем кочења изведе тако да се максимално олакшају услови рада корисника, тј. возача. Комбиновани системи су добар одговор на постављене захтеве.

Литература

- [1] Демић М. ,Основи теорије гусеничних возила, Универзитет у Крагујевцу, Технички факултет у Чачку, Крагујевац, 1992.
- [2] Јаношевић Д., Скрипта предмета: Теорија кретања возила, Машински факултет, Ниш, 2006.
- [3] www.teknoxgroup.com/fileadmin/user_upload/330F_L_and_F_LN_eng2017.pdf
- [4] RF, Vector Tank Caterpillar Royalty: https://www.123rf.com/photo_19656422_tank-caterpillar.html,приступљено 2.7.2017.
- [5] Kliring ltd, USCO S.p.A. ITR Gume: <http://kliring.net/prodajni-program/usco-s-p-a-itr/usco-s-p-a-itr-gumene-gusenice/>,приступљено 3.7.2017.
- [6] Система управления муфтами поворота и тормозами: <http://trak-170.ru/SISTEMA-UPRAVLENIYA-STSEPLENIEM-I-MUFTAMI-POVOROTA-TRAKTORA-T-130M.html>, приступљено 5.8.2017.
- [7] Exspodizel, Тормоза Трактор Т-170: <http://www.expodizel.ru/auto/1/80/>, приступљено 6.8.2017.
- [8] B. Breuer, B. Karlheinz, Bremsenhandbuch, Darmstadt – Berlin, 2012., ISBN 978-3-8348-2225-3
- [9] M. Merhof, E.-M. Hackbarth, Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge, Minhen, 2015., ISBN: 978-3-943207-13-2
- [10] https://www.google.rs/search?biw=1600&bih=745&q=renk+engine+transmission&oq=Renk+engine+transm&gs_l=psyab.1.0.33i21k1j33i160k1.33i13.9952.0.12239.13.12.0.0.0.174.1117.0j8.8.0....0...1.1.64.psyab..5.7.974...0i22i30k1j33i22i29i30k1j0i19k1j0i13i30i19k1j0i13i5i30i19k1.0.synk1g5-lo4 / Renk, transmissions for tracked vehicles. pdf, приступљено 25.10.2017.
- [11] <https://forums.cat.com/t5/Power-Generation-Product/Cat-Data-Link-Communication-Adapter-to-CANBUS/td-p/71724>
- [12] Лукић Ј. Скрипта из предмета - Возила повећане проходности, Факултет инжењерских наука, Крагујевац,2008.
- [13] Јошко Рапанић, ретардери на тешким возилима, Прометна техника, Сплит, 1996., U.C.D. 629.1-445.032
- [14] Јанићијевић Н., Јанковић Д., Тодоровић Ј. : *Конструкција моторних возила*, Београд, 1988.
- [15] Wong J. Y.: Theory of the ground vehicles, John Wiley and sons, 2001
- [16] <https://www.gizmology.net/tracked/NotesOnTrackedVehilcleSteeering>,приступљено 5.8.2017.

- [17] Патент <https://www.google.com/patents/US6527070>, приступљено 13.9.2017.
- [18] Трифуновић М., Стање и тенденције развоја борбених гусеничних возила, Научнотехнички преглед, бр.3, Београд 1999.