

Факултет инжењерских наука

Универзитета у Крагујевцу

Милош Д. Радовановић

**Кинематика удвојеног карданског
преносника**

Завршни рад

Крагујевац, 2021.

Факултет инжењерских наука

Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Механички преносници

Број индекса: 54/2017

Милош Д. Радовановић

Кинематика удвојеног карданског преносника

Завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Блажа Стојановић, ванр. проф. - ментор

2. _____

3. _____

Датум

одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да изврши кинематску анализу одговарајућег удвојеног карданског преносника.

Препоручена литература:

- [1] Б. Стојановић, М. Благојевић, Механички преносници, Факултет инжењерских наука универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2021.
- [2] H. Seherr, F. Schmelz, E. Aucktor: Universal Joints and Driveshafts, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, 2006.
- [3] Танасијевић С.: *Механички преносници*, Југословенско друштво за трибологију, Крагујевац, 1994.

Крагујевац, 2021.

Ментор

Др Блажа Стојановић, ванр. проф. - ментор

Резиме: Развој карданских преносника и њихова све већа примена настају са развојем пољопривредног и транспортног машинства. Кардански преносници преносе обртни момент и кретање између вратила чије се осе налазе под одређеним сталним, или у току времена променљивим углом. Применом удвојеног карданског механизма могуће је постићи константан преносни однос брзина погонског и гоњеног вратила. У оквиру завршног рада дате су карактеристике карданских преносника, подела, историјски развој, кинематска анализа удвојеног карданског преносника као и прорачун концепције "Z" и "W" распореда вратила.

Кључне речи: удвојени кардански преносник, зглоб, кинематика, карданско вратило

Abstract: The development of cardan mechanisms and their increasing application occur with the development of agricultural and transport machinery. Cardan mechanism transmit torque and movement between shafts whose axes are constant gear ratio of the drive and given shafts. The thesis presents the characteristics of cardan mechanism, classification, historical development, kinematic analysis and calculation of the concept of "Z" and "W" shafts arrangement.

Key words: cardan double joint, joint, cardan shafts, kinematics

Изјављујем да сам овај завршни рад урадио самостално, служећи се стеченим знањем и искуством као и наведеном литературом.

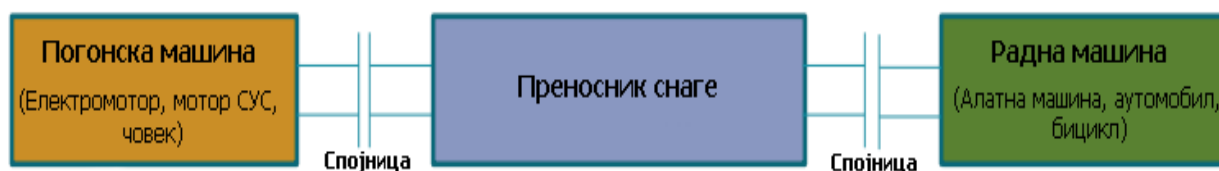
54/2017, Милош Радовановић

Садржај

1. Увод.....	1
2. Механички преносници	2
2.1 Подела механичких преносника	2
2.2 Основне параметри и радне карактеристике механичких преносника	3
3. Кардански преносници	5
3.1 Кардански преносници.....	5
3.2 Историја карданског преносника	6
3.3 Подела карданских преносника	9
4. Удвојени кардански преносник	12
5. Кинематика удвојеног карданског преносника	15
5.1 Кинематика удвојеног карданског преносника са Z извођењем.....	23
5.2 Кинематика удвојеног карданског преносника са W извођењем	25
6. Подмазивање карданских преносника	29
7. Складиштење и руковање	31
Закључак.....	32
Литература	33

1. Увод

Механичка енергија потребна за рад машинских система добија се претварањем других облика енергије посредством мотора. У савременом машинству у употреби су различите врсте преносника снаге и то: механички, електрични, пнеуматски и хидраулични, као и њихове различите комбинације. Од четири начина преноса механичке енергије, највећи значај има механички пренос. Механички преносници су машински подсистеми или компоненте машина које чини функционално повезани скуп елемената за преношење и за трансформацију механичке енергије од погонске до радне машине (слика 1.1), [1].



Слика 1.1 Преносник снаге као посредник између погонске и радне машине, [2]

Процес преноса механичке енергије, поред механичких преносника може се вршити помоћу трансмисионих вратила и спојница. Елементи за пренос омогућавају промену снаге, угаоне брзине и обртног момента. Механички преносници могу преносити енергију, односно мењати обртни момент и угаону брзину било пријањањем, било зупцима, и то или непосредним додиривањем погонског и гоњеног елемента, или преко посредника, [3].

Потребна угаона брзина радне машине обично је много мања од угаоне брзине погонске машине. Радна машина захтева у већини случајева мале бројеве обртаја, а велике обртне моменте. [4].

Правилно одабран пренос снаге са погонског мотора на радни орган гоњене машине значајно утиче на, [5]:

- функционалност машине,
- степен искоришћења уложене енергије,
- сигурност у раду,
- поузданост и расположивост,
- економичност рада и
- цену коштања финалног рада.

2. Механички преносници

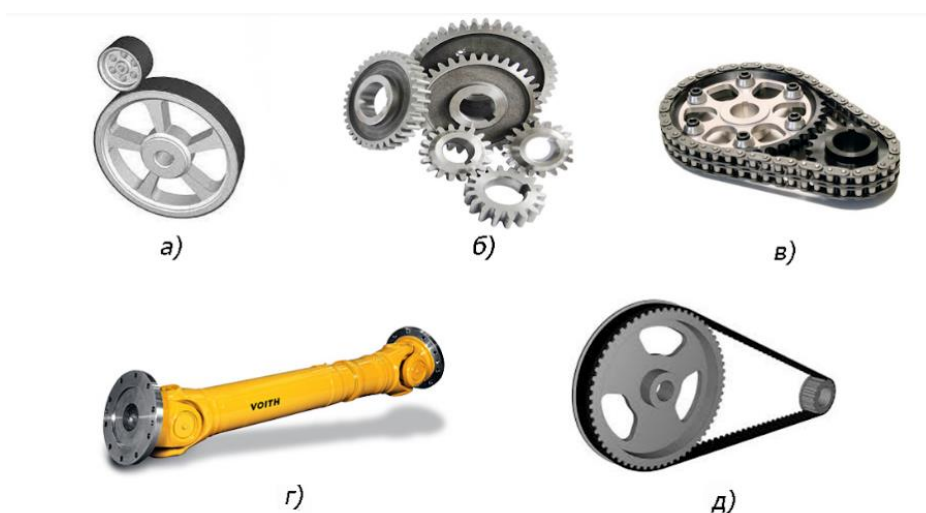
2.1 Подела механичких преносника

Основна подела преносника снаге је на механичке, електричне, пнеуматске и хидрауличне. Код механичких преносника, пренос снаге између погонске и радне машине заснива се на такозваном механичком принципу.

Најзаступљенији елементи за пренос снаге у машинству су (слика 2.1):

- зупчасти,
- фриксиони,
- ланчани,
- каишни,
- кардански,
- навојни и
- преносници специјалних намена.

Елементи за пренос снаге своју функцију извршавају увек у паровима, а међусобна веза може бити остварена непосредним додиривањем обода обртних делова и посредством каиша и ланаца. Елементи за непосредни пренос снаге (фриксиони и зупчасти преносници) омогућавају формирање компактних конструкционих решења, док посредни (каишни и ланчани преносници) омогућавају савлађивање већих растојања између оса вратила. Од свих механичких преносника, захваљујући својим добрим радним карактеристикама, највећу примену имају зупчасти преносници. [1].



Слика 2.1 Елементи за пренос снаге а) фриксиони, б) зупчасти, в) ланчани, г) кардански, д) каишни, [2,6,7,8,9]

Преносници у општем случају могу бити једностепени и вишестепени.

Посматрајући преносник као целину, разликују се погонско или улазно вратило и гоњено или излазно вратило. Погонско вратило је оно вратило преко кога је преносник везан за погонску машину. Гоњено или излазно вратило је оно вратило преко кога је преносник везан за радну машину. Поред преносника са једним улазним и једним излазним вратилом, постоје и преносници са више улазних и више излазних вратила.

Према међусобном положају оса улазног и излазног вратила, преносници могу бити са:

- паралелним,
- укрштеним и
- мимоилазним осами вратила.

Обзиром на променљивост преносног односа, разликују се, [3]:

- преносници са константним преносним односом (пројектовани за само један преносни однос),
- преносници са степенасто променљивим преносним односом (мењачи) и
- преносници са континуално променљивим преносним односом.

2.2 Основне параметри и радне карактеристике механичких преносника

Када се анализира неки преносник, на уму треба имати његове улазне и излазне параметре, као и радне карактеристике. Главне карактеристике неке погонске машине представљају улазни број обртаја (n_{ul}), улазна угаона брзина (ω_{ul}), улазна снага (P_{ul}) и улазни обртни момент (T_{ul}), [3].

Основна функција преносника је трансформација улазне угаоне брзине изражене бројем обртаја, која долази од мотора, у излазни број обртаја у јединици времена који одговара потребама функционисања радног дела машине. Однос бројева обртаја, односно однос угаоних брзина представља радни преносни однос преносника, који се рачуна на основу следећег израза, [1]:

$$i = \frac{n_{ul}}{n_{iz}} = \frac{\omega_{ul}}{\omega_{iz}},$$

где су:

n_{ul} – улазни број обртаја,

n_{iz} – излазни број обртаја,

ω_{ul} – улазна угаона брзина и

ω_{iz} – излазна угаона брзина.

Механички преносник код кога је преносни однос $i > 1$ је редуктор, механички преносник код кога је $i < 1$ је мултипликатор. Преносни однос може бити позитивног и негативног предзнака. Позитивни предзнак значи да се спрегнути гоњени преносник обрће у истом смеру као и погонски, а негативан предзнак преносног односа значи да се гоњени преносник обрће у супротном смеру од погонског, [10].

Под степеном искоришћења преносника се подразумева однос снаге на излазу, према снази на улазу, односно:

$$\eta = \frac{P_{iz}}{P_{ul}} = \frac{P_{ul} - P_g}{P_{ul}},$$

где су:

P_{iz} – излазна снага

P_{ul} – улазна снага

P_g – снага губитака

Разлика између излазне и улазне снаге код механичких преносника је мала, а степен искоришћења η је велики, односно близак јединици, [1].

На вредности степена искоришћења утичу врста материјала преносника, квалитет обрађених додирних површина, начин подмазивања, врста мазива, и тд, [10].

Излазни параметри механичких преносника представљају главне карактеристике неке радне машине, и то су, излазни број обртаја (n_{iz}), излазна угаона брзина (ω_{iz}), излазна снага (P_{iz}) и излазни обртни момент (T_{iz}).

Топлотни капацитет преносника представља снагу која се може пренети преносником, а да се при томе губици, који се углавном претварају у топлоту, могу предати околини, без прекомерног загревања преносника. Топлотни капацитет преносника се рачуна као, [1]:

$$P_Q = \frac{Q}{1 - \eta} = \frac{\alpha \cdot A \cdot \Delta\theta}{1 - \eta},$$

где су,

Q - топлотни флуks,

α - коефицијент преласка топлоте,

A - површина кућишта преносника која учествује у размени топлоте,

$\Delta\theta$ – температурна разлика између кућишта и околине и

η – степен искоришћења.

3. Кардански преносници

3.1 Кардански преносници

Нагли развој карданских механизма и њихова све већа примена настаје са развојем пољопривредног и транспортног машинства. За покретне транспортне и пољопривредне машине, које се при кретању подвргавају знатном трескању и промени положаја појединих својих вратила, била је неопходна уградња таквих механизма који не реагују на промене положаја осе вратила, а при томе добро одржавају експлоатациона својства машине. Кардански преносници, сем на пољопривредним машинама и у другим гранама и делатностима, примењују се и на: транспортним машинама, аутомобилима, локомотивама, радиоелектронским уређајима, машинама алаткама, бушилицама, такође имају велику примену и у управљачким механизмима авиона, хеликоптера, дрвној индустрији, и др, [11].

Кардански преносници преносе обртни момент и кретање између вратила чије се осе налазе под одређеним сталним, или у току времена променљивим углом, дозвољавајући при томе и њихово релативно померање (угаоно или транслаторно). Елементи карданског вратила су оптерећени комбинованим напрезањем на савијање, увијање, смицање и површински притисак, [3].

Од карданског преносника се очекује, [3]:

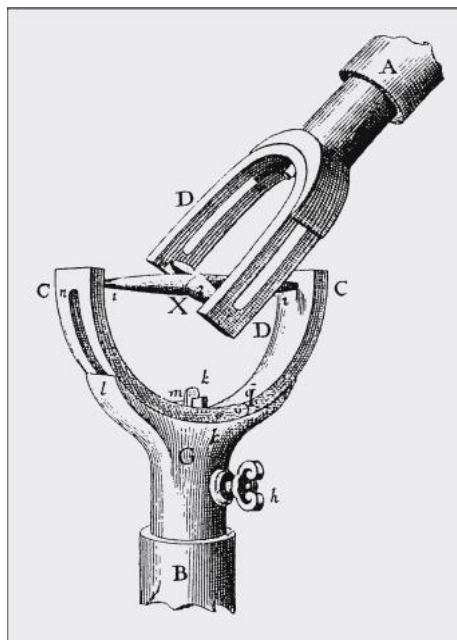
- пренос обртног момента без стварања додатних оптерећења у току рада уз могућност промене угла измеђи појединих вратила у одређеном интервалу,
- могућност преноса обртног момента уз једнакост угаоних брзина погонског и гоњеног вратила и то независно од угла између вратила која се спајају, без појаве додатних динамичких оптерећења,
- поузданост у раду,
- могућност основног померања између вратила,
- бешумност,
- висок степен искоришћења,
- минимално трење у свим зглобовима и
- одсуство појаве резонанце у опсегу радних брзина.

Када су у питању моторна возила, у најопштијем случају, кардански преносници се користе за остваривање везе између, [3]:

- мењача степена преноса и погонског моста,
- мењача степена преноса и разделника погона,
- разделника погона и погонског моста,
- погонског моста и погонских точкова, ако је примењено независно вешање точкова и
- погонског моста и управљајућих точкова.

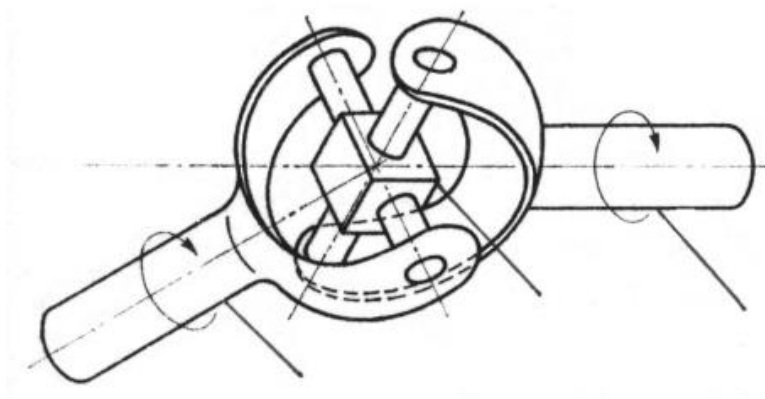
3.2 Историја карданског преносника

Најстарије информације о зглобовима потичу од Филона из Бизантије (*Philon of Byzantium*, 230. п.н.е), из његових описа кадионица и мастиљара са зглобним вешањем. Француски црквени архитекта Вилард де Хонеркут (*Villard de Honnecourt*, 13. век), је скицирао малу, сферну пећ која је обешена на кружним прстеновима. Јоханес Хевелиус (*Johannes Hevelius*, 1611 – 1687), је истраживао о универзалним зглобовима (слика 3.1). Писао је о зглобовима као о механизму способном за више врста кретања, [12].



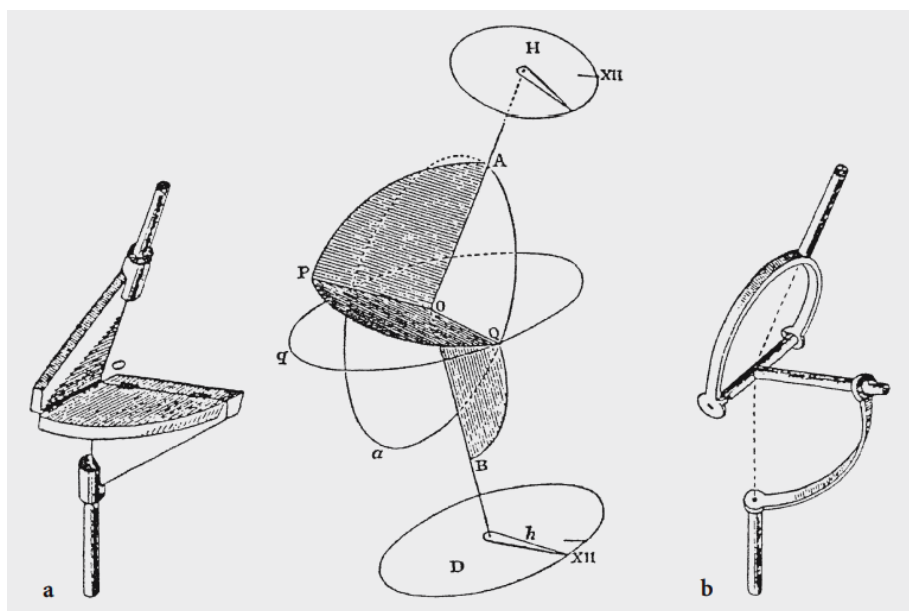
Слика 3.1 Хевелиусово извођење зглоба, [12]

Име карданског преносника повезује се за италијанског научника Џироламо Кардана (*Girolamo Cardano*, 1501 – 1576), који је кинеске карданске прстенове 1545. године детаљно описао како би се они могли користити за пренос обртног момента са једног вратила на друго. Као резултат тога, данас је обичан универзални зглоб познатији као кардански зглоб (слика 3.2), [11].



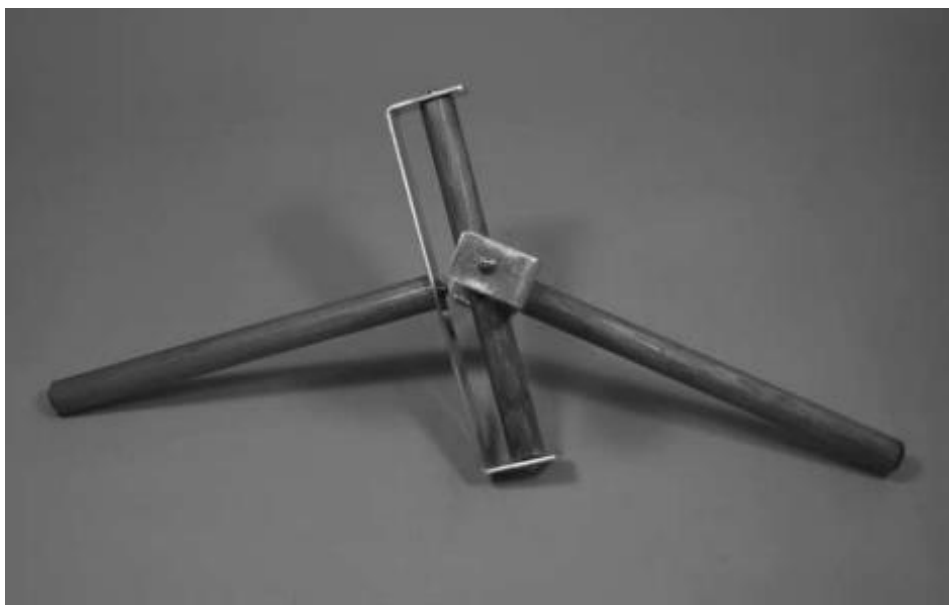
Слика 3.2 Кардански зглоб, [11]

У 17. веку, 1664. године енглески механичар Роберт Хук (Robert Hook, 1635 – 1702) патентирао је механизам намењен преносу обртног момента између два вратила која се налазе под извесним углом, овај механизам је добио назив Хуков зглоб (слика 3.3). С тачке гледишта структуре и кинематике, кардански зглоб и Хуков зглоб су еквивалентни, разлика је једина у томе ко их је конструисао, [12].



Слика 3.3 Хуков зглоб, [12]

Од тада, па све до данас, развија се све већа потреба за преношењем снаге обртног кретања између два вратила која су постављена под углом или мењају положај оса у току рада. Следећи значајан напредак у развоју карданског механизма се догодио између 1667. и 1675. године, када је Роберт Хук имао потребу да усаврши механизам његовог хелиоскопа. Он је, анализирајући зглоб на хелиоскопу открио да је брзина обртања неравномерна, али да би се ово својство могло користити за праћење кретања сенке испред сунчевог часовника (слика 3.4), [11].



Слика 3.4 Први модеран израђен модел сунчаног часовника, [11]

Универзални зглоб Роберта Хука, данас је познатији по крстастој осовини која спаја две виљушке. Хук је 1683. године био свестан да такав зглоб не преноси непроменљив или константан обртни момент, тако да он уводи два иднетична зглоба под 90° , који су раздвојени средњим вратилом, како би се постигла константна брзина. Хуков изум је током 1667. године превише лако и непроменљиво функционисао задовољавајући као угибљива спојница за пренос обртног момента без промене угла, иако се тада тврдило да се не може даље унапредити процес обртања и имати друге механичке користи. [11].

Чекало се чак 240 година да идеју карданског зглоба неко уведе у примену, то је први учинио Кларенс Спајсер (*Clarence Spicer*). Он је универзални зглоб уградио у свој аутомобил који је служио за демонстрирање и манипулисање на његовом универзалном зглобу. 1903. године је прихваћен његов патент за универзални зглоб са којим је почео производњу иновације под именом (*Spicer Manufacturing Company*) 1. априла 1904. Године, [11].

Његова фабрика је радила шеснаест недеља, дан и ноћ, шест дана у недељи, да произведе 96 универзалних зглобова и преносних вратила, што се никако не може поредити са садашњом недељном производњом која износи 1.400.000 комада у десет фабрика широм света, [11].

Захваљујући овим проналасцима, дошло је до раста производње у аутомобилској и пољопривредној индустрији, [11].

3.3 Подела карданских преносника

Сви елементи за везивање вратила под углом, називају се карданским механизмима, зглобовима или просто карданима, мада по принципу дејства, а такође по структурним и кинематским својствима се могу разликовати од механизма кардана. У неким гранама индустрије (на пример у машинству), сличне везе се називају универзални зглобови. Област примене карданских преносника, њихова експлоатациона својства, поузданост и трајност у различитим условима, одређени су експлоатационим својствима и конструкционим карактеристикама коришћених карданских преносника. Кардански преносници се користе у многим гранама машинства као механички преносници снаге, зато их је у првом реду и могуће поделити по њиховим конструкционим могућностима преношења момента, [13].

Класификацију карданских преносника могуће је извести у односу на кинематику преношења обртног момента, односно, у односу на равномерност броја обртаја карданског вратила. Кардански преносници могу бити:

- синхрони (са константним преносним односом) и
- асинхрони (са променљивим преносним односом).

Синхрони кардански преносници имају једнаке угаоне брзине погонског и гоњеног вратила, док се код асинхроних карданских преносника, при константној угаоној брзини погонског вратила, гоњено вратило обрће периодично променљивим бројем обртаја.

У зависности од величине угла између спојених вратила, разликују се:

- пуни кардани и
- полукардани.

Пуни кардани имају две осе осциловања и обезбеђују преношење обртног момента при релативно великим угловима између оса вратила. Деле се на:

- просте и
- универзалне.

Полукардан нема посредних оса осциловања и омогућава веома мали радни угао. Полукардани се изводе као:

- крути и
- еластични.

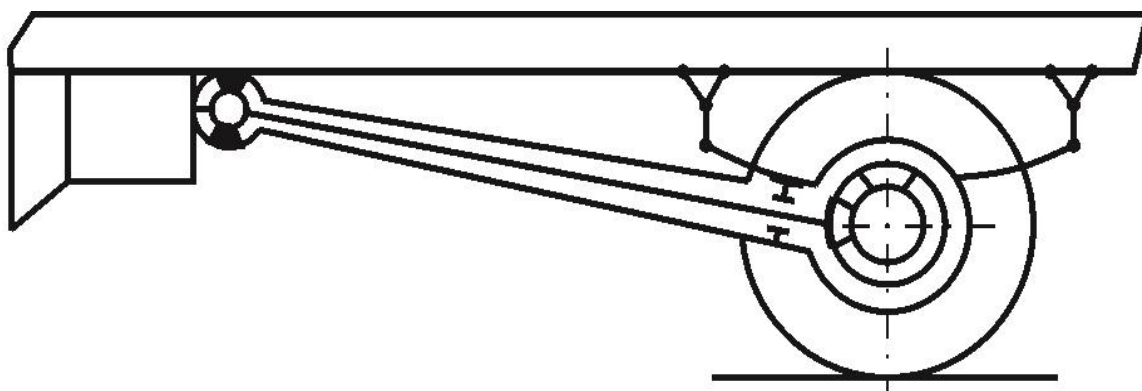
Крути полукардани се данас у пракси веома ретко срећу због брзог и интензивног хабања, сложене израде, буке у току рада, вибрација, итд. Њихов дозвољени нагибни угао не сме бити већи од 2° .

Еластични полукардани се углавном уграђују у путничке аутомобиле, и у зависности од конструкције, нагибни угао варира од 8° до 10° . Еластични полукардан омогућава пренос обртног момента под променљивим радним условима захваљујући еластичним деформацијама одговарајућих елемената самог зглоба.

Када је у питању примена код теретних моторних возила, кардански преносници могу бити:

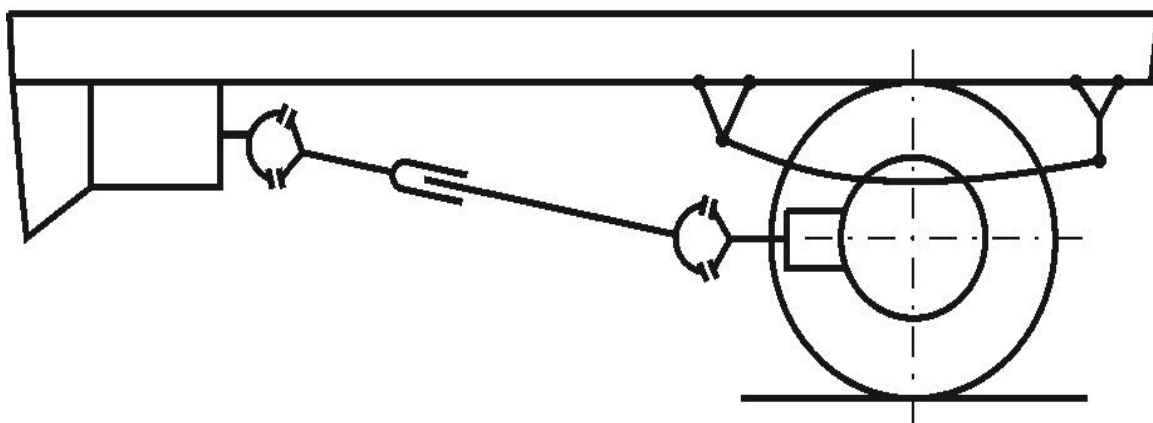
- затворени (слика 3.5) и
- отворени (слика 3.6).

Затворени кардански преносници, који поред вратила и спојница садрже и облогу карданског преносника. Ова облога се чврсто везује за кућиште погонског моста, а својим другим крајем се ослања на каросерију возила, помоћу једног посебног зглоба.



Слика 3.5 Кардански преносник код теретног моторног возила – затворени, [3]

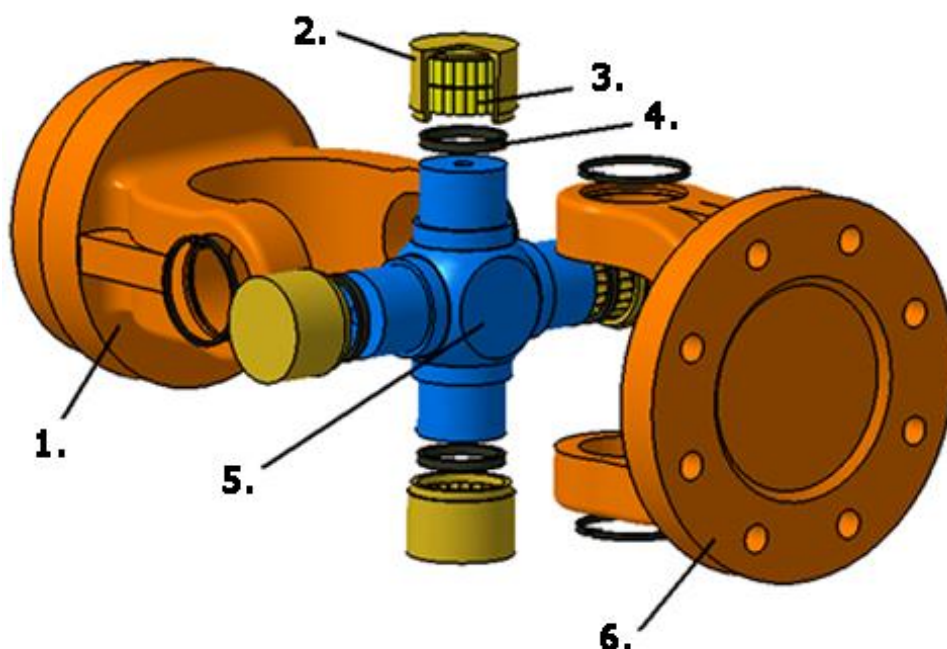
Отворени кардански преносник се састоји из две карданове спојнице и међувратила променљиве дужине.



Слика 3.6 Кардански преносник код теретног моторног возила – отворени, [3]

Када је растојање велико, користи се кардански преносник са два међувратила, предњим и задњим. Ово је неопходно, јер би коришћење једног дугачког вратила створило опасност од достизања критичног броја обртаја, [3].

Данас, у савременим машинским конструкцијама, највише се користи кардански преносник са крстастом осовином (слика 3.7). Он се састоји из виљушке погонског и гоњеног вратила (6) и виљушке карданског међувратила (1). Крстасти осовина (5) се преко игличастих лежајева (3) који се налазе у чаурама (2) спајају са виљушкама. Подмазивање лежишта се врши помоћу мазалице смештене на крстастој осовини. Како се иглице лежајева не би померале у аксијалном правцу, додаје се граничник (4), [13].



Слика 3.7 3D модел карданског зглоба, [14]

Крстасти осовина је један од најважнијих делова карданских вратила. Могуће је користити различите варијанте конструкција крстастих осовина. Крстасти осовина се израђује од нискоугљеничних легираних челика. Краци крстасте осовине су напрегнути на савијање у равни крстасте осовине, савијање у равни виљушке међувратила, од момента сила трења у телескопу и смицање силама.

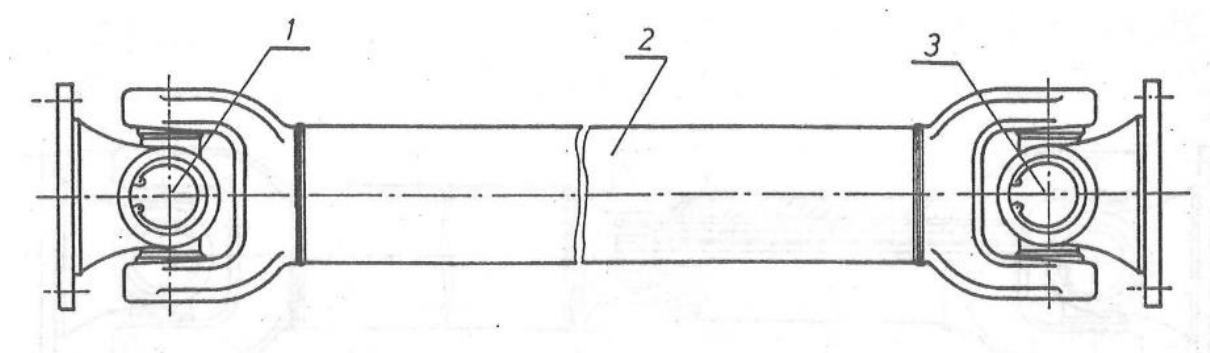
Виљушка кардана у зависности од начина причвршћивања за суседно вратило може као завршетак имати чауру или прирубницу. Краци виљушке кардана су напрегнути на савијање и увијање од момента спрегова сила управних на раван виљушке и у равни виљушке, као и момента силе трења у истој равни. Такође, краци виљушке су напрегнути на смицање силама редукованим на тежиште равни укљештења.

Централни део карданског вратила може бити пуни или цевни, далеко већу примену налазе цевна карданска вратила, која са далеко мањом тежином од пуних вратила, преносе исти момент, [13].

4. Удвојени кардански преносник

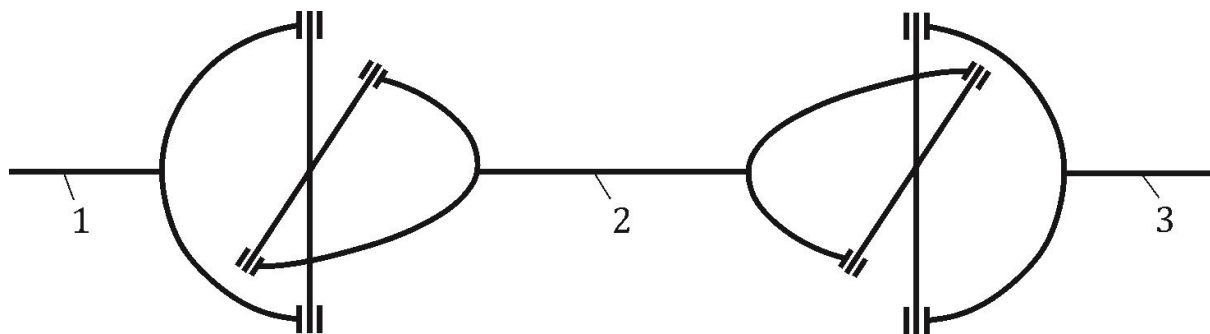
Главна особина карданског механизма је могућност измене преносног односа. Амплитуда периодичне измене преносног односа зависи од угла под којим су постављени погонско и гоњено вратило. У случају примене удвојеног карданског механизма, могуће је постићи константни преносни однос брзина погонског и гоњеног вратила. Удвојени кардански механизам познат је под именом, карданско вратило.

Карданско вратило се састоји из два карданска механизма (1, 3), везана међувратилом (2) (слика 4.1), [13].



Слика 4.1 Карданско вратило, [13]

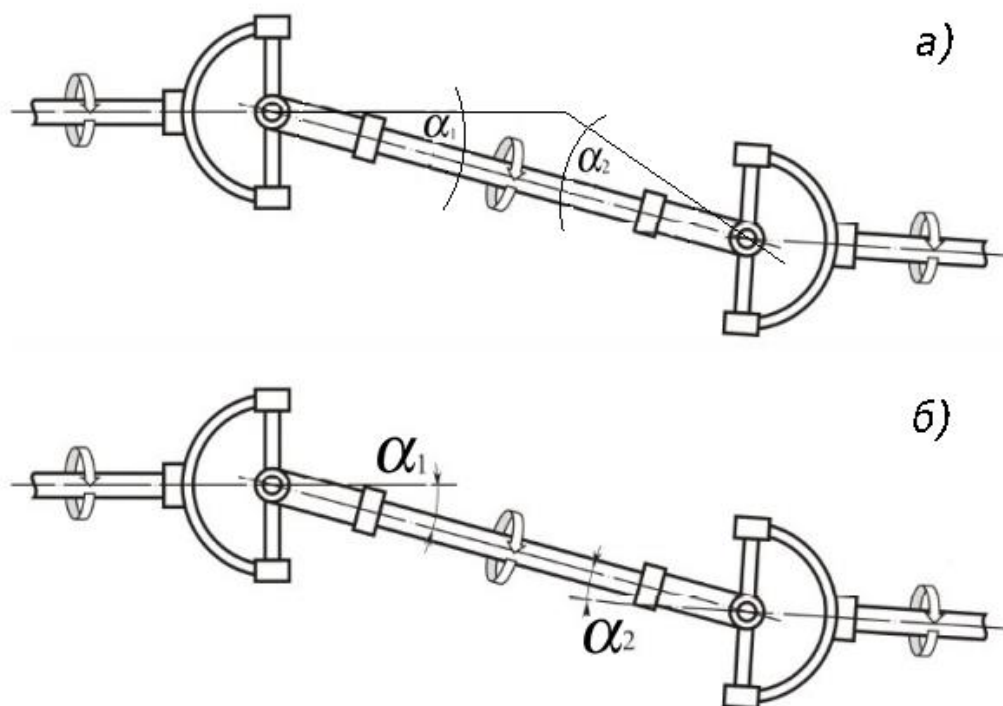
Неравномерно обртање гоњеног вратила изазива додатно динамичко оптерећење преносног система. Због тога, неравномерност у преносу кретања је могуће отклонити применом два редно везана карданова зглоба, који су један у односу на други постављени под углом од 90° , а између њих се налази међувратило. Ова двострука карданова спојница, која се састоји од две просте карданове спојнице повезане међувратилом, назива се, карданско вратило (слика 4.2), [3].



Слика 4.2 Двострука карданова спојница – карданско вратило, [3]

У пракси се најчешће користе два извођења карданског вратила и то са, [3]:

- “W” положајем вратила (слика 4.3, а) и
- “Z” положајем вратила (слика 4.3, б).



Слика 4.3 Редно постављене карданове спојнице, [15]

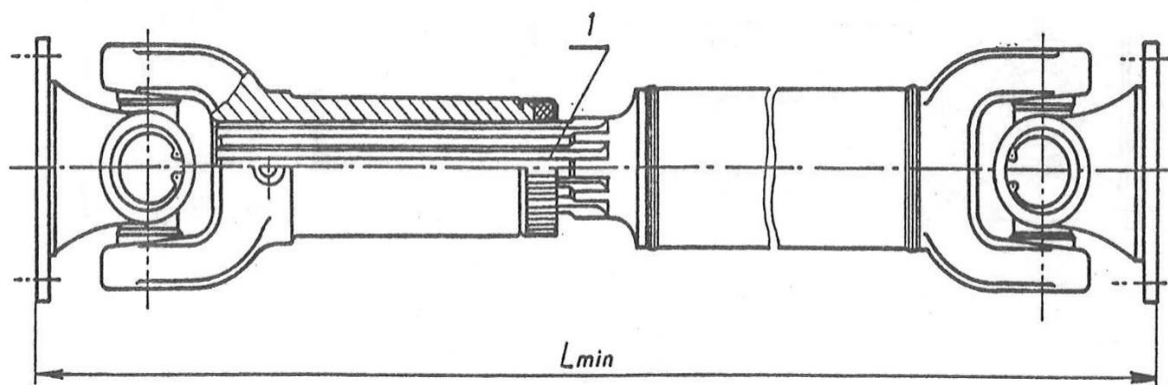
Применом карданског вратила концепције “W”, повећава се угао преламања просте карданове спојнице, и то са 15° на 30° . Применом карданског вратила концепције “Z”, могуће је преносити обртни момент између два паралелна вратила, чије су осе знатно радијално померене. За случај да се радијални положај оса вратила у току рада мења, мора се предвидети компензација промене растојања зглобова у аксијалном правцу, зато се користи телескопско међувратило, такво карданско вратило се зове, телескопско карданско вратило.

Телескопско међувратило се састоји од два међусобно жлебном везом спојена дела који се подмазују. Телескопска карданска вратила се примењују за пренос великих обртних момената. Карданов крст је преко игличастих лежаја спојен са прирубницом вратила и међувратила. Игличасти лежај се обавезно подмазује. Прирубнице вратила се спајају са прирубницама погонског и гоњеног вратила подешеним завртњима, [3].

Примена карданских вратила је веома распрострањена код транспортних средстава, теретних и шинских возила. Међувратило може бити и велике дужине са могућношћу пригушења вибрација.

Применом карданског вратила се постиже синхроност само погонског и гоњеног вратила, док је обртање међувратила неравномерно. Инерцијалне силе, које настају при томе, нарочито оптерећују зглобове, нарочито при већим бројевима обртаја. Да би се смањила инерцијална оптерећења, међувратилу се смањује маса, тако што се израђује од цеви различитих попречних пресека. Приликом преношења обртног момента између укрштених вратила у сваком зглобу настаје неизменично променљив момент савијања, који додатно оптерећује ослоње погонског и гоњеног вратила. Величина овог момента се периодично мења и за угао обртања $\varphi_1 = 90^\circ$ и код “W” и код “Z” распореда, достиже своју максималну вредност. Веће оптерећење ослонаца јавља се код “W” распореда вратила, [3].

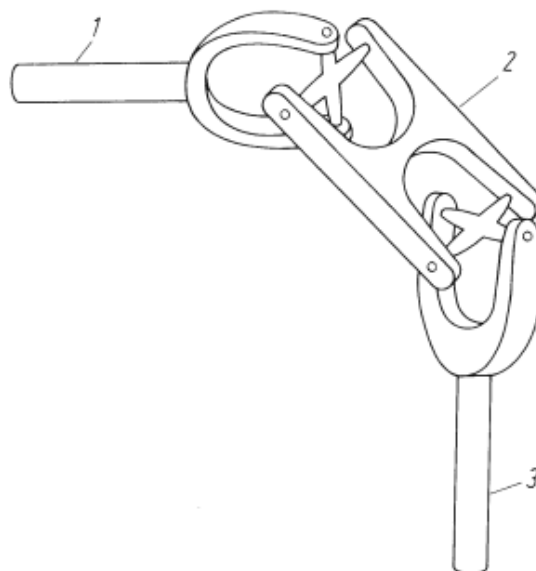
Код већег броја конструкција, угао између оса погонског и гоњеног вратила се непрекидно мења у процесу експлоатације. Конструкције овог типа захтевају примену карданског вратила са телескопом (слика 4.4). Телескопски део вратила чини ожљебљени профил (1) који омогућује издужење и скраћење карданских вратила у раду, у одређеним границама. Минимална дужина карданског вратила условљена је најкраћим растојањем између прикључних тачака погонске и гоњене машине. Са друге стране, максимална дужина коју може постићи карданско вратило је $L_{max} = L_{min} + 0$. При овој дужини су обезбеђене све функционалне карактеристике карданских вратила. Карданска вратила која су намењена раду у условима високих температура или у прашином загађеној средини, уграђују се специјалне заштитне облоге, [13].



Слика 4.4 Карданско вратило са телескопом, [13]

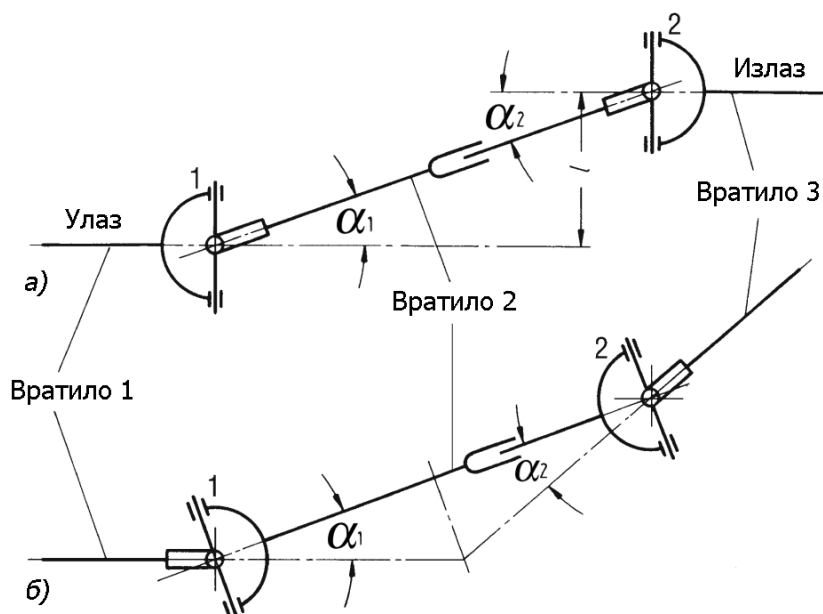
5. Кинематика удвојеног карданског преносника

Да би се избегло неравномерно обртање гоњеног вратила, у пракси се најчешће користи удвојени кардански преносник (слика 5.1). Удвојени кардански преносник се састоји из два карданска зглоба (A_1 и A_2), погонског вратила (1), међувратила (2) и излазног вратила (3), [1].



Слика 5.1 Шема удвојеног карданског преносника, [12]

Постоје два основна извођења удвојеног карданског преносника у погледу начина њиховог међусобног повезивања: **Z извођење** и **W извођење** (слика 5.2), [1].



Слика 5.2 Начин извођења удвојеног карданског преносника:
а) Z извођење, б) W извођење, [12]

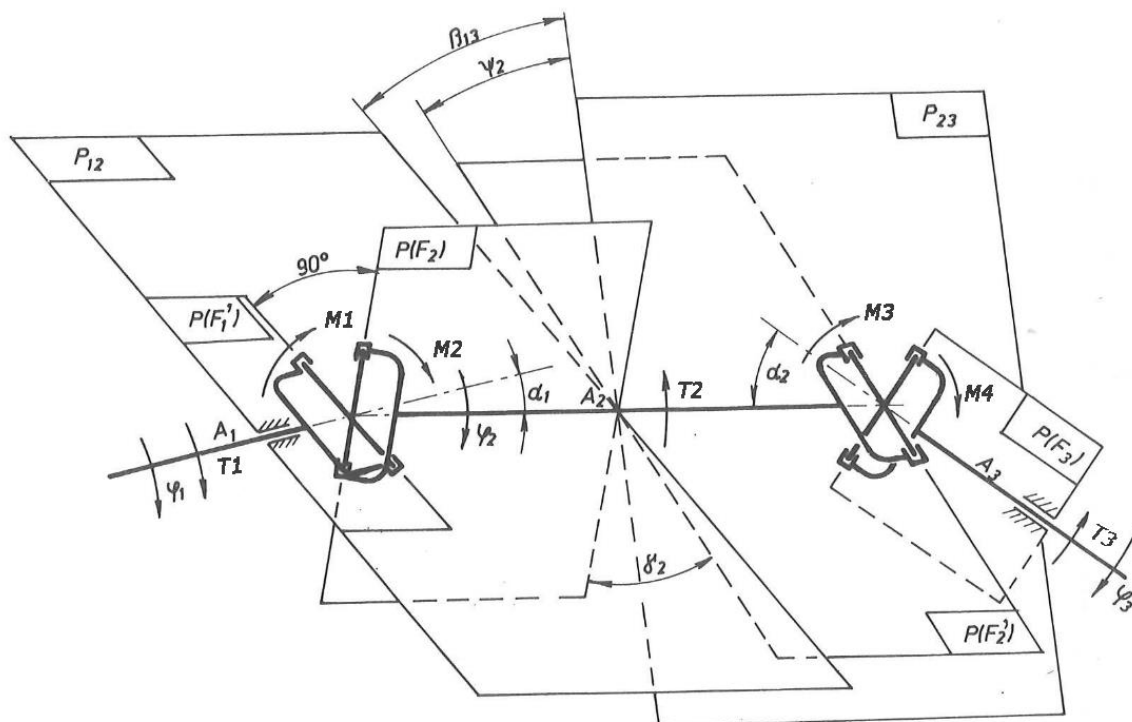
Коришћењем удвојеног карданског преносника, под одређеним условима, могуће је остварити константну угаону брзину гоњеног вратила. Угао између осе вратила 1 и осе вратила 2 је α_1 , а угао између оса вратила 2 и 3 је α_2 . Виљушке карданског зглоба A1 и A2 се налазе под углом од 90° једна у односу на другу.

Код Z извођења, велика дужина међувратила 2 може довести до знатних оптерећења на савијање. Са друге стране, услед велике дужине међувратила, великог броја обртаја, као и велике вредности угла између оса вратила, може доћи до појаве знатних динамичких оптерећења.

Применом W извођења, добија се двоструко већа вредност угла између оса вратила 1 и 3 у односу на Z извођење, [3].

Из претходних разматрања, можемо да закључимо да је промена преносног односа главно својство карданског механизма. Највећу примену у машинству имају удвојени кардански механизми. Користећи удвојени кардански механизам, могуће је постићи константни преносни однос погонског и гоњеног вратила или неравномерност обртања гоњеног вратила. Међусобна зависност углова обртања погонског и гоњеног вратила удвојеног карданског преносника је функција њиховог положаја у простору, [13].

Размотримо кинематске односе једног удвојеног карданског механизма (слика 5.3), чији је положај у простору такав да омогућава анализу различитих могућих положаја који се могу јавити при конструисању. Ово је уствари општи модел једног просторног удвојеног карданског механизма. Променом његових основних параметара, могуће је изналажење основних кинематских односа за све положаје удвојеног карданског механизма у простору, [13].



Слика 5.3 Шематски приказ удвојеног карданског преносника, [13]

Најчешће се за разматрање користе удвојени кардански механизми са различитим вредностима фазних углова, односно различитим вредностима углова између равни погонске виљушке и равни вратила удвојеног карданског механизма. Фазни угао првог зглоба је $\psi_1 = 0$, тј. раван погонске виљушке $P(F'_1)$ се поклапа са равни погонског вратила P_{12} . Фазни угао другог зглоба је различит од нуле и износи ψ_2 , а то је уствари угао између равни погонске виљушке другог зглоба $P(F'_2)$ и равни гоњеног вратила P_{23} . Угао између равни гоњеног вратила другог зглоба $P(F_3)$ и равни погонске виљушке $P(F'_1)$, обележава се са ψ_3 . Са β_{13} означава се угао између равни P_{12} и P_{23} , које су уствари равни погонског и гоњеног вратила ($A_1 - A_2$ и $A_2 - A_3$). Пошто је ово општи модел удвојеног карданског механизма, уводи се и претпоставка да су равни виљушки међувратила постављене под углом γ_2 .

Са слике 5.3, фазни угао γ_2 се може одредити као:

$$\psi_2 = \frac{\pi}{2} - (\gamma_2 + \beta_{13}),$$

$$\operatorname{tg} \psi_2 = \operatorname{tg} \left[\frac{\pi}{2} - (\gamma_2 + \beta_{13}) \right] = \operatorname{ctg} (\gamma_2 + \beta_{13})$$
(5.1)

Користећи основни кинематски закон простог карданског механизма, могуће је извести основне кинематске зависности између погонског и гоњеног вратила удвојеног карданског механизма. За почетак се могу користити везе:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha_1}$$

$$\operatorname{tg} (\varphi_2 + \psi_3) = \frac{\operatorname{tg} (\varphi_2 + \psi_2)}{\cos \alpha_2}$$

$$\operatorname{tg} \psi_3 = \frac{\operatorname{tg} \psi_2}{\cos \alpha_2}$$
(5.2)

Елиминисањем величина φ_2 и ψ_3 из ових једначина, добија се израз за одређивање угла окретања гоњеног вратила ψ_3 при познатом углу φ_1 :

$$\operatorname{tg} (\varphi_3 + \psi_3) \cos \alpha_2 = \operatorname{tg} (\varphi_2 + \psi_2),$$

$$\frac{\sin(\varphi_3 + \psi_3) \cos \alpha_2}{\cos(\varphi_3 + \psi_3)} = \frac{\sin(\varphi_2 + \psi_2)}{\cos(\varphi_2 + \psi_2)}$$

$$\frac{\sin \varphi_3 \cos \psi_3 + \cos \varphi_3 \sin \psi_3}{\cos \varphi_3 \cos \psi_3 - \sin \varphi_3 \sin \psi_3} \cdot \cos \alpha_2 = \frac{\sin \varphi_2 \cos \psi_2 + \cos \varphi_2 \sin \psi_2}{\cos \varphi_2 \cos \psi_2 - \sin \varphi_2 \sin \psi_2}.$$

Множење леве стране претходне једначине са:

$$\frac{\cos \varphi_3 \cos \psi_3}{\cos \varphi_3 \cos \psi_3},$$

и десне са:

$$\frac{\cos \varphi_2 \cos \psi_2}{\cos \varphi_2 \cos \psi_2},$$

произлази:

$$\frac{\operatorname{tg} \varphi_3 + \operatorname{tg} \psi_3}{1 - \operatorname{tg} \varphi_3 \operatorname{tg} \psi_3} \cos \alpha_2 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_2 + \operatorname{tg} \psi_2}{1 - \operatorname{tg} \varphi_2 \operatorname{tg} \psi_2},$$

Након сређивања следи:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_2 + \operatorname{tg} \psi_2 - \operatorname{tg} \varphi_3 \cos \alpha_2 (1 - \operatorname{tg} \varphi_2 \operatorname{tg} \psi_2)}{\cos \alpha_2 (1 - \operatorname{tg} \varphi_2 \operatorname{tg} \psi_2) + \operatorname{tg} \varphi_2 \operatorname{tg} \psi_3 + \operatorname{tg} \psi_3 \operatorname{tg} \psi_2}. \quad (5.3)$$

Коришћењем основног кинематског закона карданског механизма, једначина 5.3 се може написати и у облику:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi_3 &= \frac{\frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha_1} + \operatorname{tg} \psi_2 - \frac{\operatorname{tg} \psi_2 \cos \alpha_2}{\cos \alpha_2} (1 - \frac{\operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \psi_2}{\cos \alpha_1})}{\cos \alpha_2 \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \psi_2}{\cos \alpha_1}\right) + \frac{\operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \psi_2}{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2} + \frac{\operatorname{tg}^2 \psi_2}{\cos \alpha_2}} = \\ &= \frac{\cos \alpha_2 (1 + \operatorname{tg}^2 \psi_2) \operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha_1 (\cos^2 \alpha_2 + \operatorname{tg}^2 \psi_2) + \sin^2 \alpha_2 \operatorname{tg} \psi_2 \operatorname{tg} \varphi_1}. \end{aligned} \quad (5.4)$$

За $\psi_2 = 90^\circ$ израз 5.4 прелази у неодређени облик ∞/∞ , јер $\tan 90^\circ \rightarrow \infty$. Израз 5.4 добија други облик ако се бројилац и именилац помноже са $\cot^2 \psi_2$:

$$\begin{aligned} \tan \varphi_3 &= \frac{\cos \alpha_2 (1 + \tan^2 \psi_2) \tan \varphi_1}{\cos \alpha_1 (\cos^2 \alpha_2 + \tan^2 \psi_2) + \sin^2 \alpha_2 \tan \psi_2 \tan \varphi_1} \frac{\cot^2 \psi_2}{\cot^2 \psi_2} = \\ &= \frac{\cos \alpha_2 (1 + \cot^2 \psi_2) \tan \varphi_1}{\cos \alpha_1 (\cos^2 \alpha_2 \cot^2 \psi_2 + 1) + \sin^2 \alpha_2 \cot \psi_2 \tan \varphi_1}. \end{aligned} \quad (5.5)$$

Заменом једначине 5.1 у једначине 5.4 и 5.5 добијају се коначни изрази за везе између углова обртања гоњеног и погонског вратила удвојеног карданског механизма:

$$\tan \varphi_3 = \frac{\cos \alpha_2 [1 + \cot^2 (\gamma_2 + \beta_{13})] \tan \varphi_1}{\cos \alpha_1 [\cos^2 \alpha_2 + \cot^2 (\gamma_2 + \beta_{13})] + \sin^2 \alpha_2 \cot (\gamma_2 + \beta_{13}) \tan \varphi_1}, \quad (5.6)$$

$$\tan \varphi_3 = \frac{\cos \alpha_2 [1 + \tan^2 (\gamma_2 + \beta_{13})] \tan \varphi_1}{\cos \alpha_1 [\cos^2 \alpha_2 + \tan^2 (\gamma_2 + \beta_{13})] + \sin^2 \alpha_2 \tan (\gamma_2 + \beta_{13}) \tan \varphi_1}. \quad (5.7)$$

Једначина 5.6 је универзална и може се користити за одређивање узајамног односа између углова обртања погонског и гоњеног вратила удвојеног карданског механизма при било ком просторном распореду вратила и при било ком углу закретања међувратила. У случају да је збир углова γ_2 и β_{13} једнак нули, корисно је користити једначину 5.7.

При произвољном фазном углу првог карданског механизма $\psi_1 \neq 0$, фазни угао другог механизма одређен је релацијом:

$$\psi_2 = \frac{\pi}{2} - (\gamma_2 + \beta_{13}) + \arctg \left(\frac{\tan \psi_1}{\cos \beta_{12}} \right). \quad (5.8)$$

Уа детаљну анализу једначине 5.6 погодно је њене поједине делове заменити новим величинама, као:

$$\cos \alpha_2 [1 + \operatorname{ctg} (\gamma_2 + \beta_{13})] = A ,$$

$$\cos \alpha_1 [\cos^2 \alpha_2 + \operatorname{ctg}^2 (\gamma_2 + \beta_{13})] = B ,$$

$$\sin^2 \alpha_2 \operatorname{ctg} (\gamma_2 + \beta_{13}) = C .$$

(5.9)

У том случају једначина 5.6 добија облик:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{A \operatorname{tg} \varphi_1}{B + C \operatorname{tg} \varphi_1} ,$$

$$\varphi_3 = \operatorname{arctg} \left(\frac{A \operatorname{tg} \varphi_1}{B + C \operatorname{tg} \varphi_1} \right) ,$$

(5.10)

и представља основну кинематску зависност удвојеног карданског механизма, из које је могуће извести и све остале кинематске карактеристике.

Диференцирањем једначине 5.10 по времену, добија се израз за угаону брзину гоњеног вратила:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{A \operatorname{tg} \varphi_1}{B + C \operatorname{tg} \varphi_1} \bigg| \frac{d}{dt} ,$$

$$\omega_3 = \frac{A B \omega_1}{\cos^2 \varphi_1 [(B + C \operatorname{tg} \varphi_1)^2 + A^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_1]} \bigg| \frac{d}{dt} .$$

(5.11)

Из једначине за угаону брзину гоњеног вратила 5.11 добија се израз за преносни однос у облику:

$$i_{31} = \frac{A B}{\cos^2 \varphi_1 [(B + C \operatorname{tg} \varphi_1)^2 + A^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_1]} = \frac{\omega_3}{\omega_1}. \quad (5.12)$$

Диференцирањем једначине угаоне брзине гоњеног вратила 5.12 добија се израз за преносни однос у облику:

$$\omega_3 = \frac{A B \omega_1}{\cos^2 \varphi_1 [(B + C \operatorname{tg} \varphi_1)^2 + A^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_1]} \Big| \frac{d}{dt},$$

$$\varepsilon_3 = \frac{A B \varepsilon_1}{\cos^2 \varphi_1 [(B + C \operatorname{tg} \varphi_1)^2 + A^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_1]} -$$

$$- \frac{A B \omega_1 \frac{d}{dt} (\cos^2 \varphi_1 [(B + C \operatorname{tg} \varphi_1)^2 + A^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_1])}{\cos^4 \varphi_1 [(B + C \operatorname{tg} \varphi_1)^2 + A^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_1]^2}$$

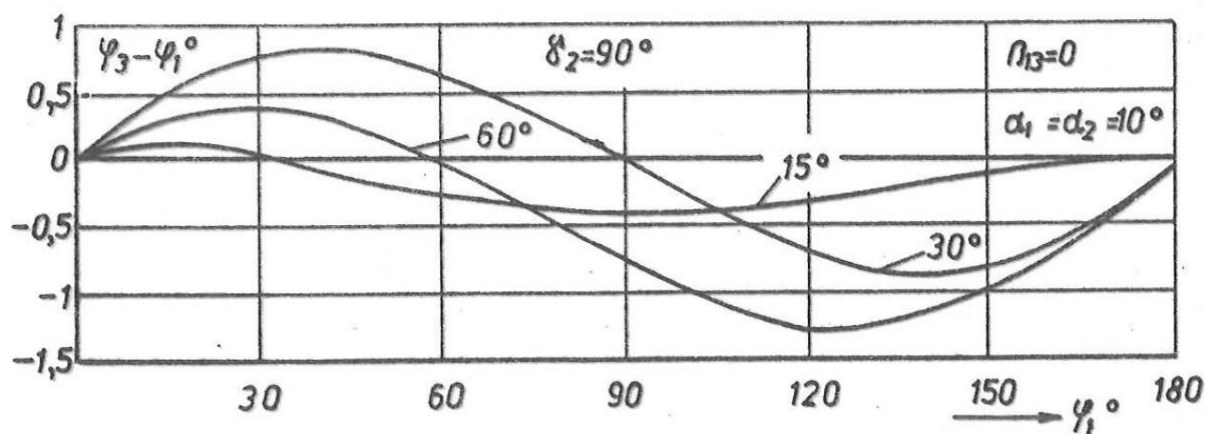
$$\varepsilon_3 = i_{31} \varepsilon_1 + i_{31}^2 \{ \sin 2 \varphi_1 [(B + C \operatorname{tg} \varphi_1)^2 + A^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_1] - 2C(B + C \operatorname{tg} \varphi_1) - 2A^2 \operatorname{tg} \varphi_1 \} \frac{\omega_1^2}{AB} \quad (5.13)$$

За $\omega_1 = \text{const}$, $\varepsilon_1 = 0$ па израз 5.13 постаје:

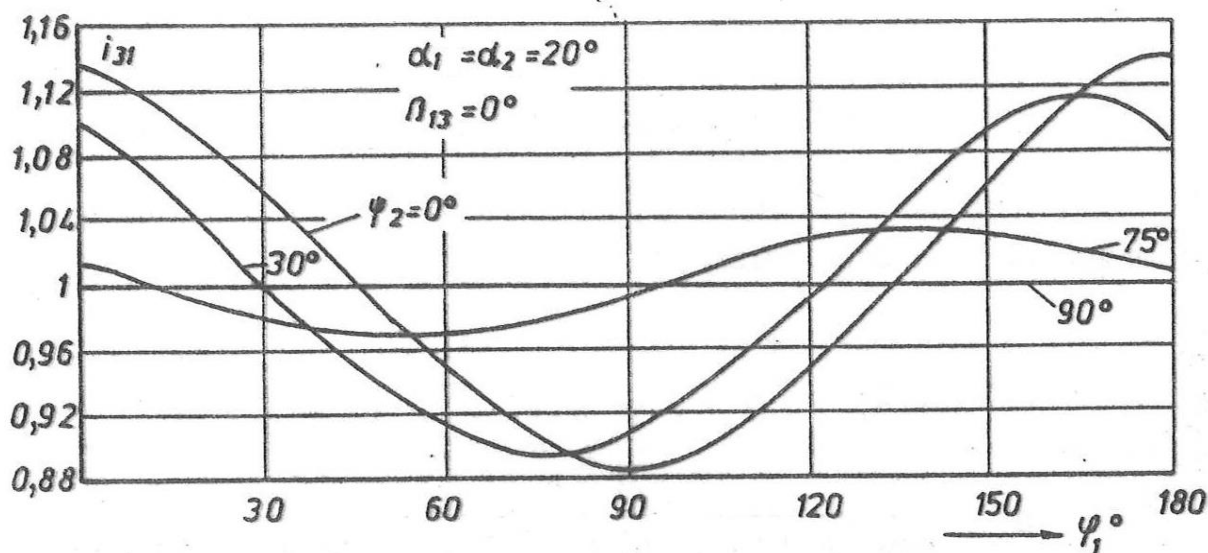
$$\varepsilon_3 = i_{31}^2 \{ \sin 2 \varphi_1 [(B + C \operatorname{tg} \varphi_1)^2 + A^2 \operatorname{tg}^2 \varphi_1] - 2C(B + C \operatorname{tg} \varphi_1) - 2A^2 \operatorname{tg} \varphi_1 \} \frac{\omega_1^2}{AB}.$$

Једначине 5.6, 5.10, 5.11, 5.12, 5.13 у потпуности дефинишу кинематику удвојеног карданског механизма. Наведене једначине су променљиве за све случајеве распореда вратила у простору и за било који угао заокретања виљушки међувратила.

Неки од резултата анализе кинематских особина удвојеног карданског механизма, дате су сликама 5.4 и 5.5. Са дијаграма се јасно уочава промена угаоне девијације и преносног односа, за различите параметре удвојеног карданског механизма, [13].



Слика 5.4 Дијаграм анализа кинематских особина удвојеног карданског механизма, [13]



Слика 5.5 Дијаграм анализа кинематских особина удвојеног карданског механизма, [13]

Дефинисање кинематских параметара вратила удвојеног карданског преносника подразумева коришћење следећих израза, [16]:

Закон кретања:

$$\varphi = \varphi(t)$$

Угаона брзина:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

Угаоно убрзање:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$$

(5.14)

5.1 Кинематика удвојеног карданског преносника са Z извођењем

Углови које је потребно уочити у циљу дефинисања кинематских параметара вратила удвојеног карданског преносника су угао γ_2 , који представља угао између равни виљушке вратила 2, односно угао између равни гоњене виљушке првог зглоба P (F_2) и равни погонске виљушке другог зглоба P (F_2') и угао β_{13} , који представља угао између равни погонског вратила P_{12} и равни гоњеног вратила P_{23} .

За ову изведбу удвојеног карданског преносника задате су вредности углова између вратила 1 и вратила 2 и вратила 2 и 3 у вредности $\alpha_1 = \alpha_2 = 15^\circ$.

Са слике 5.2 могуће је прочитати вредности карактеристичних углова за ову изведбу карданског преносника: $\gamma_2 = 0^\circ$ и $\beta_{13} = 0^\circ$.

Вратило бр.1

Применом израза (5.14) добијамо следеће законе промена кинематских параметара вратила бр. 1:

Закон кретања:

$$\varphi_1 = \varphi_1(t)$$

Угаона брзина:

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$$

Угаоно убрзање:

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{d^2\varphi_1}{dt^2}$$

Вратило бр. 2

Применом израза (5.2), који дефинише везу углова α_1 , φ_1 и φ_2 и израза (5.14) добијамо следеће законе промена кинематских параметара вратила бр. 2:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha_1} \rightarrow \varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha_1}$$

За задату вредност $\alpha_1 = 15^\circ \rightarrow$

$$\varphi_2 = \varphi_2(t) = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos 15^\circ} = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{0.966} = \operatorname{arctg}(1.035 \operatorname{tg} \varphi_1)$$

Закон кретања:

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg}(1.035 \operatorname{tg} \varphi_1)$$

Угаона брзина:

$$\omega_2 = \frac{d(\operatorname{arctg}(1.035 \operatorname{tg} \varphi_1))}{dt}$$

Угаоно убрзање:

$$\varepsilon_2 = \frac{d^2(\operatorname{arctg}(1.035 \operatorname{tg} \varphi_1))}{dt^2}$$

Вратило бр.3

Применом израза (5.7) и постојећих вредности углова γ_2 и β_{13} добијамо следеће законе промена кинематских параметара вратила бр. 3:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{\cos \alpha_2 [1 + \operatorname{tg}^2(\gamma_2 + \beta_{13})] \operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha_1 [\cos^2 \alpha_2 + \operatorname{tg}^2(\gamma_2 + \beta_{13})] + \sin^2 \alpha_2 \operatorname{tg}(\gamma_2 + \beta_{13}) \operatorname{tg} \varphi_1}$$

За задату вредност $\alpha_1 = \alpha_2 = 15^\circ$, $\gamma_2 = 0^\circ$ и $\beta_{13} = 0^\circ \rightarrow$

$$\begin{aligned}\varphi_3 = \varphi_3(t) &= \arctg \frac{0.966[1 + \operatorname{tg}^2 0^\circ] \operatorname{tg} \varphi_1}{0.966[0.966^2 + \operatorname{tg}^2 0^\circ] + \sin^2 0.259 \operatorname{tg} 0^\circ \operatorname{tg} \varphi_1} = \\ &= \arctg \frac{0.966 \operatorname{tg} \varphi_1}{0.966[0.966^2]}\end{aligned}$$

$$\varphi_3 = \varphi_3(t) = \arctg 1.071 \operatorname{tg} \varphi_1$$

Закон кретања:

$$\varphi_3 = \arctg(1.071 \operatorname{tg} \varphi_1)$$

Угаона брзина:

$$\omega_3 = \frac{d(\arctg(1.071 \operatorname{tg} \varphi_1))}{dt}$$

Угаоно убрзање:

$$\varepsilon_3 = \frac{d^2(\arctg(1.071 \operatorname{tg} \varphi_1))}{dt^2}$$

Преносни однос удвојеног карданског вратила са Z извођењем износи:

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\frac{d(\arctg(1.071 \operatorname{tg} \varphi_1))}{dt}}{\frac{d\varphi_1(t)}{dt}}$$

5.2 Кинематика удвојеног карданског преносника са W извођењем

За ову изведбу удвојеног карданског преносника задате су вредности углова између вратила 1 и 2 и вратила 2 и 3 у вредности $\alpha_1 = \alpha_2 = 30^\circ$.

Са слике 5.2 могуће је прочитати вредности карактеристичних углова за ову изведбу карданског преносника: $\gamma_2 = 0^\circ$ и $\beta_{13} = 120^\circ$.

Вратило бр.1

Применом израза (5.14) добијамо следеће законе промена кинематских параметара вратила бр. 1:

Закон кретања:

$$\varphi_1 = \varphi_1(t)$$

Угаона брзина:

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$$

Угаоно убрзање:

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{d^2\varphi_1}{dt^2}$$

Вратило бр.2:

Применом израза (5.2), који дефинише везу углова α_1 , φ_1 и φ_2 и израза (5.14) добијамо следеће законе промена кинематских параметара вратила бр. 2:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha_1} \rightarrow \varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha_1}$$

За задату вредност $\alpha_1 = 30^\circ \rightarrow$

$$\varphi_2 = \varphi_2(t) = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos 30^\circ} = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{0.866} = \operatorname{arctg}(1.155 \operatorname{tg} \varphi_1)$$

Закон кретања:

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg}(1.155 \operatorname{tg} \varphi_1)$$

Угаона брзина:

$$w_2 = \frac{d(\arctg(1,155tg \varphi_1))}{dt}$$

Угаоно убрзање:

$$\varepsilon_2 = \frac{d^2(\arctg(1,155tg \varphi_1))}{dt^2}$$

Вратило бр.3:

Применом израза (5.6) и постојећих вредности углова γ_2 и β_{13} добијамо следеће законе промена кинематских параметара вратила бр. 3:

$$tg \varphi_3 = \frac{\cos \alpha_2 [1 + tg^2(\gamma_2 + \beta_{13})] tg \varphi_1}{\cos \alpha_1 [\cos^2 \alpha_2 + tg^2(\gamma_2 + \beta_{13})] + \sin^2 \alpha_2 tg(\gamma_2 + \beta_{13}) tg \varphi_1}$$

За задату вредност: $\alpha_1 = \alpha_2 = 30^\circ$, $\gamma_2 = 0^\circ$ и $\beta_{13} = 120^\circ \rightarrow$

$$\begin{aligned} \varphi_3 = \varphi_3(t) &= \arctg \frac{0,866 [1 + tg^2 120^\circ] tg \varphi_1}{0,866 [0,866^2 + tg^2 120^\circ] + 0,5 tg 120^\circ tg \varphi_1} \\ &= \arctg \frac{3,464 tg \varphi_1}{3,247 - 0,866 tg \varphi_1} \end{aligned}$$

Закон кретања:

$$\varphi_3 = \arctg \frac{3,464 tg \varphi_1}{3,247 - 0,866 tg \varphi_1}$$

Угаона брзина:

$$\omega_3 = \frac{d(\arctg \frac{3,464 tg \varphi_1}{3,247 - 0,866 tg \varphi_1})}{dt}$$

Угаоно убрзање:

$$\varepsilon_3 = \frac{d^2(\arctg \frac{3,464 tg \varphi_1}{3,247 - 0,866 tg \varphi_1})}{dt^2}$$

Преносни однос удвојеног карданског вратила са W извођењем износи:

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\frac{d(\arctg \frac{3,464 \operatorname{tg} \varphi_1}{3,247 - 0,866 \operatorname{tg} \varphi_1})}{dt}}{\frac{d\varphi_1(t)}{dt}}$$

Захваљујући релативно малим вредностима углова α_1 и α_2 , приметне су мале разлике у вредностима кинематских параметара вратила удвојеног карданског вратила са Z извођењем, а које представљају коефицијенти у одговарајућим изразима. То практично значи да ће вредности преносног односа за овај случај бити веома близу један, тј. да ће број обртаја гоњеног вратила бити приближан броју обртаја погонског вратила.

Са порастом угла α_1 код удвојеног карданског вратила са W извођењем долази до повећања броја обртаја међувратила у односу на број обртаја погонског вратила. Промена вредности углова α_2 и β_{13} ће довести и до промене кинематских параметара гоњеног вратила, самим тим и преносног односа удвојеног карданског вратила са W извођењем. Интензитет промена ће зависити од функције $\varphi_1 = \varphi_1(t)$.

6. Подмазивање карданских преносника

Карданска вратила неопходно је подмазивати и осигурати од продирања прашине и абразивних честица. За подмазивање могуће је користити литијум сапонифициране масти или хипоидна уља.

Основни узрок смањења века трајања карданских спојева је образовање чепова у мазивним каналима, изазваним у оксидационим процесима у уљу. Ефикасне методе у борби против чепова су претходно чишћење мазива, побољшање херметичности система подмазивања и примена конструкцијског решења са проточним системом подмазивања.

Конструкција крстасте осовине је изведена тако да омогућује подмазивање сва четири лежаја крста помоћу мазалице смештене на крстастој осовини (слика 6.1). За подмазивање игличастих лежајева користе се конзистентна мазива. Конзистентна мазива поседују антикорозиона својства.



Слика 6.1 Унутрашњи канали за подмазивање унутар крстасте осовине, [17]

Ожебљени спој се подмазује преко мазалице, која је постављена на крстастој осовини. Правилним избором мазива, може се знатно смањити сила трења. Ефикасно средство продужења века трајања високооптерећеног ожебљеног дела вратила је примена специјалних тешкотопљивих пластичних мазива са додатком дисулфид молибдена.

Телескопски део вратила се може подмазивати и мастима за шасије или њима сличним мазивима. Препорука је да се подмазивање крстасог зглоба изводи на сваких 2000 радних часова, а телескопски део вратила после сваких 450 радних часова, [13].

Подмазивање крстасте осовине може имати значајан утицај на рад и животног век универзалних карданских преносника, посебно у контаминираним срединама. Пре подмазивања крстасте осовине, потребно је детаљно очистити прикључак за подмазивање и околну подручије, [17].

7. Складиштење карданског вратила и руковање

Неправилни поступци складиштења и руковања такође у великој мери доприносе преурањеном отказу карданског вратила. Сва карданска вратила треба држати у хоризонталном положају у чистим и временски заштићеним подручјима (слика 7.1). Не препоручује се складиштење изван температурног опсега од $+5^{\circ}\text{C}$ до $+30^{\circ}\text{C}$. Треба избегавати промену температура у току дана, како би се спречио ризик од кондензације. Места за складиштење треба заштити од директне сунчеве светлости. Утицај озона може бити посебно штетан на гумене и пластичне компоненте. Треба спречавати контакт са уљем, машћу и водом. Такође треба избегавати места где је присутна влага.

Карданска вратила се никада не смеју чувати директно на поду или постављати на мокру површину. Вратила се морају ослањати на одговарајуће подлоге попут картона, палета и др. Ако се погонска вратила чувају дуже од шест месеци, прикључне спојеве и друге незаштићене површине треба обрадити антикорозионим средствима. Додатно умотавање у папир за заштиту од рђе може побољшати ниво заштите.

Сва вратила у складишту треба поново подмазивати на сваких шест месеци у оквиру одржавања складишта. Сва вратила која се извуку из складишта и пусте у рад, треба поново подмазати пре пуштања у рад, [17], [18].



Слика 7.1 Положај карданских вратила при складиштењу, [17]

Закључак

Главна карактеристика карданских преносника јесте да преносе обртно кретање под одређеним углом. Међутим, постоји неравномерност у преносу обртног кретања. Неравномерност се избегава употребом карданског вратила. Применом карданског вратила постиже се синхроност само погонског и гоњеног вратила, док је обртање међувратила неравномерно.

Да би се избегло неравномерно обртање гоњеног вратила, у пракси се најчешће користи удвојени кардански преносник. Постоје два основна извођења удвојеног карданског преносника у погледу начина њиховог међусобног повезивања: Z извођење и W извођење. Применом W извођења, добија се двоструко већа вредност угла између оса вратила 1 и 3 у односу на Z извођење. Коришћењем удвојеног карданског преносника, под одређеним условима, могуће је остварити константну угаону брзину гоњеног вратила. Промена преносног односа је главно својство карданског механизма. Највећу примену у машинству имају удвојени кардански механизми.

У раду је дато комплетно извођење образаца за прорачун удвојеног карданског преносника, ово важи у идеалним условима.

Веома је битно подмазивати карданска вратила и осигурати их од продирања прашине и абразивних честица. Правилним избором мазива, може се знатно смањити сила трења.

Неправилни поступци складиштења и руковања у великој мери доприносе преурањеном отказу карданског вратила, зато је потребно држати сва карданска вратила у хоризонталном положају (на палетама, картонима) у чистим и временски заштићеним подручјима.

Литература

- [1] https://kupdf.net/download/ma-scaron-inski-elementi-miroslav-ognjanovi-263-pdf_59f3a521e2b6f5826d52a541_pdf, приступљено 05.04.2021.
- [2] https://www.ucg.ac.me/skladiste/blog_19645/objava_35963/fajlovi/XII%20nedjelja%20predavanja.pdf, приступљено 06.04.2021.
- [3] Б. Стојановић, М. Благојевић, *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2021.
- [4] [file:///C:/Users/Milos/Downloads/www2_pr_iii%20\(2\).pdf](file:///C:/Users/Milos/Downloads/www2_pr_iii%20(2).pdf), приступљено 06.04.2021.
- [5] <http://tfzr.rs/Content/files/0/Машински%20елементи%20-%20презентација%201.pdf>, приступљено 06.04.2021.
- [6] https://www.grid.uns.ac.rs/data/biblioteka/izdavastvo/knjige/sistemi/491_praktikum_gs_1902.pdf, приступљено 02.04.2021.
- [7] <https://www.minimania.com/part/COM786/Steel-alloy-Vernier-Duplex-Chain-Gearset--Sprite--Mg-Midget--Mini>, приступљено 02.04.2021.
- [8] <https://zupcanici.com/gallery/?lang=en>, приступљено 02.04.2021.
- [9] <https://voith.com/pol-en/2944.htm>, приступљено 02.04.2021.
- [10] <http://polj.uns.ac.rs/sites/default/files/udzbenici/Mašinski-elementi-Gligorić-Radojka-Udžbenik-Kompletno.pdf>, приступљено 03.04.2021.
- [11] А. Ашоња, Д. Микић, *Развој карданских вратила кроз историју*, Чачак, 2012.
- [12] Н. Seherr, F. Schmelz, Е. Aucktor: Universal Joints and Driveshafts, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, 2006.
- [13] Танасијевић С.: *Механички преносници*, Југословенско друштво за трибологију, Крагујевац, 1994.
- [14] “ResearchGate”, https://www.researchgate.net/figure/D-model-of-the-universal-joint-1-driving-fork-2-bearing-shell-3-needle-bearing_fig2_315968611, приступљено 28.03.2021
- [15] <http://mehanizacija.ftn.uns.ac.rs/wp-content/uploads/2021/02/07-OMV-zglobni-prenosnici-osovinski-prenosnik.pdf>, приступљено 07.04.2021.
- [16] Симоновић М., Митровић З., Голубовић З.: *Механика – Кинематика*, Београд, 2015.
- [17] https://reliabilityweb.com/articles/entry/best_practices_lubrication_for_universal_driveshaft, приступљено 14.04.2021.
- [18] <https://www.cardanshaft.com.cn/news/detail/sortid/91/id/299.html>, приступљено 15.04.2021.