

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: 95/2016

Жељко М. Крстић

**Прорачун и конструкција карданског
преносника за пресу високог притиска
МФ1840
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:

- прикаже основне информације о карданским преносницима,
- изврши поделу карданских преносника,
- изврши избор карданског преносника одговарајуће радне машине и
- конструише и прорачуна кардански преносник.

Препоручена литература:

[1] Стојановић Б., Благојевић М.: *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2015.

[2] Савић З.: *Инжењерско - машински приручник 2*, Завод за уџбенике и наставна средстава, Београд, 1992.

[3] Танасијевић С.: *Механички преносници*, Југословенско друштво за трибологију, Крагујевац, 1994.

Крагујевац, септембар 2019.

Ментор:
Др Блажа Стојановић, ванр. проф.

Садржај

1. Увод.....	1
2. Кардански преносници.....	3
2.1 Карданова зглобна спојница.....	4
2.2 Историја карданских преносника	9
2.3 Подела карданских преносника	11
3. Кинематика асинхроног карданског преносника	14
4. Кинематика удвојеног карданског преносника	18
5. Примена карданског преносника на пољопривредним машинама.....	21
5.1 Преса високог притиска МФ 1840	23
6. Прорачун и конструкција карданског преносника пресе МФ 1840.....	25
7. Закључак	31
8. Литература.....	32

Резиме

Тема овог рада је избор и прорачун карданског преносника одговарајуће радне машине, приказ карданског преносника кроз предности и недостатке у експлоатацији као и кинематика преноса обртног кретања. Дат је и кратак преглед историје развитка и подела карданских преносника у зависности од различитих конструкционих решења. Обрасци су прилагођени за прорачун и емпиријски су проверени у пракси. Усвојена је радна машина МФ 1840 и на основу датих услова радне машине урађени су прорачун и конструкција склопа карданског преносника конкретног примера и усвојен је стандардни кардански преносник.

Кључне речи: радна машина, кардански преносник, МФ 1840

Summary

The subject of this thesis is the choice and calculation of the cardan shaft of the appropriate work machine, the overview of the cardan shaft through the advantages and disadvantages in exploitation, as well as the kinematics of the transfer of rotational motion. There is also a brief overview of the history of the development and division of the universal cardan shaft depending on the different construction solutions. Forms are adapted for calculation and empirically verified in practice. The working machine 1840 is chosen and on the basis of the given conditions, the calculation and construction of the assembly of a cardan shaft are done and a standard cardan shaft is chosen.

Key words: work machine, cardan shaft, MF 1840

1. Увод

Погонски системи имају веома значајну улогу у машинској индустрији. Захваљујући веома обимним истраживањима и искуствима, данас је могуће извршити оптимални избор погонске машине као и начин њеног прилагођавања радној машини. Зато је потребно изузетно добро познавање конструкционих карактеристика погонских елемената. У савременом машинству у употреби су различите врсте преноса снаге и то: механички, хидраулични, пнеуматски, електрични и њихове различите комбинације. За правилан избор погонске машине потребно је добро познавати утицај појединих погонских елемената на преносне величине.

Пренос механичке енергије од погонске до радне машине врши се посредством трансмисионих вратила, спојница и преносника. За разлику од трансмисионих вратила и спојница, преносницима је могуће вршити и трансформацију броја обртаја, обртног момента, а понекада и смера обртања. Радне машине углавном раде при нижем броју обртаја у односу на погонске, при чему захтевају знатно веће вредности обртних момената. У случају да се користи спороходна погонска машина која већ има обртни момент и број обртаја који одговарају захтевима радне машине, није потребна трансформација поменутих параметара. Међутим, брзоходна погонска машина заједно са преносником снаге има мање димензије, масу и цену у односу на одговарајућу спороходну погонску машину истих радних карактеристика. Такође, понекад је неопходно једном погонском машином погонити више радних машина. Код неких погона транспортних система, положај оса вратила погонске и радне машине се мења у току експлоатације, као и њихово међусобно растојање. У неким случајевима неопходна је и промена броја обртаја радне машине у самом процесу експлоатације. Из наведених разлога, преносници имају изузетно велику примену у савременој машиноградњи [1].

Поступак избора оговарајућег преносника за конкретну примену није ни мало једноставан и највише зависи од постављених захтева. У савременој пракси најчешће се користе следећи механички преносници:

- зупчасти,
- ланчани,
- фриксиони,
- каишни,
- зупчасти каишни,
- кардански,
- навојни и др.

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.

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

- паралелним,
- укрштеним и
- мимоилазним осама вратила.

Паралелне осе улазног и излазног вратила преносника могу бити у хоризонталној и вертикалној или косој равни. Осим тога, поред преносника са једним улазним и једним излазним вратилом, постоје и преносници са више улазних и више излазних вратила. Од четири начина преноса снаге (механички, хидраулични, електрични и пнеуматски) у пракси највећи значај има механички пренос. Ако се пренос снаге између погонске и радне машине заснива на механичком принципу, онда је реч о механичким преносницима који су свакако и најзаступљенији.

Под основним карактеристикама механичког преносника подразумева се:

- радни преносни однос преносника,
- општа једначина кретања преносника,
- оптерећење преносника (снага, обртни моменти и степен искоришћења) и
- закони промене оптерећења радних органа преносника, режим оптерећења преносника

Ако су доминантни захтеви мале димензије, константан преносни однос, велики степен искоришћења, велика издржљивост и трајност у раду, онда су зупчасти преносници свакако у предности у односу на остале типове преносника. За пренос снаге и кретања између вратила са већим осним растојањем и сталним преносним односом, примењују се зупчасти каишни и ланчани преносници. Ако је међу захтевима наглашен постојан и стабилан рад преносника у случају краткотрајних оптерећења, а да при томе преносни однос не мора бити константан, за већа осна растојања и мање снаге веома велику примену имају каишни преносници. Када се међусобни положај вратила мења у току експлоатације, или се вратила налазе под одређеним углом, примењују се кардански преносници [2].

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 [3].

2. Кардански преносници

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 трансляторно). Карданско вратило има велику примену у различитим врстама индустријских и транспортних машина. Елементи карданског вратила су оптерећени комбинованим напрезањем на савијање, увијање, смицање и површински притисак [1].

Кардански пренос се широко примењује код пољопривредних машина зато што при процесу рада узајамни положај вратила преносног механизма може непрекидно да се мења зависно од рељефа терена или карактера технолошког процеса. Примењују се још и код аутомобила и моторних возила уопштено, машина алатки, код управљачких механизма авиона и хеликоптера, у дрвној и текстилној индустрији..., [1].

Правилно постављање карданских преносника, са аспекта структурног састава, даје могућност веће слободе конструктору при решавању узајамног распореда вратила преносника. Али примена карданских преносника, у неким случајевима, води настајању већих динамичких оптерећења у машинама. Током експлоатације, услед преоптерећења може доћи до различитих видова разарања материјала и лома делова кардана. Најчешћа места лома су у корену крака виљушки, а иницијалне пукотине као почетак разарања најчешће се јављају на крстастој осовини у зони отвора испод мазалице.

Када су у питању моторна возила, у најопштијем случају, кардански преносници се користе за остваривање везе између [1]:

- 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,
- погонског моста и управљајућих точкова.

Поред наведених примера примене, кардански преносници се користе код радних возила за повезивање помоћног вратила (тзв. “извода снаге”) са помоћним радним агрегатом који је уграђен на возилу.

Да би кардански преносник испунио захтеве преноса снаге, без великих губитака, између погонског мотора и радне машине, очекује се [1]:

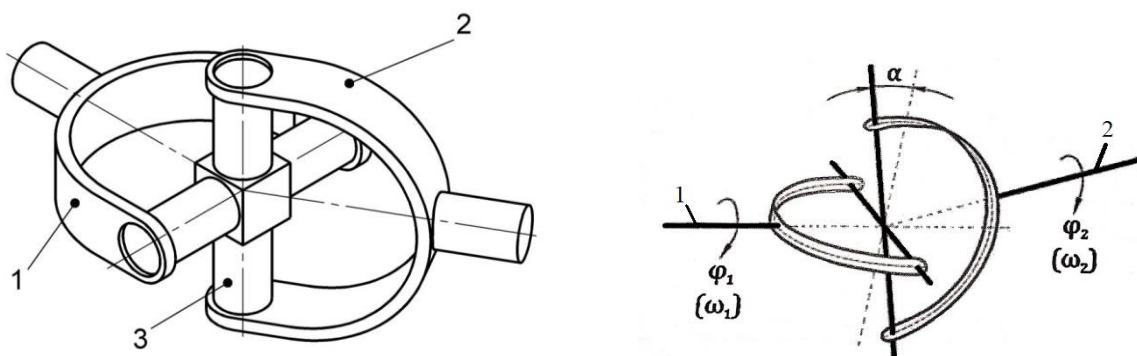
- пренос обртног момента без стварања додатних оптерећења у току рада,
- могућност осног померања између вратила,
- висок степен искоришћења
- поузданост у раду,
- бешумност,

- могућност преноса обртног момента уз једнакост угаоних брзина погонског и гоњеног вратила и то независно од угла између вратила која се спајају,
- одсуство појаве резонанце у опсегу радних брзина...

2.1 Карданова зглобна спојница

Да би се главна карактеристика карданског преносника остварила, постоји зглобна спојница која је саставни део карданског преносника и омогућава спајање вратила чије се осе секу под неким углом. Угао између оса вратила може бити константан или променљив, а креће се у интервалу од 5° до 30° (теоријски од 0° до 45°). Ова спојница се састоји од два зглоба међусобно постављена под углом од 90° , слика 2.1. Сваки од ових зглобова појединачно може да се помера у једној равни. Ушице виљушки зглобова (1) и (2) су преко рукаваца спојене са кардановим крстом (3). Виљушке су преко одговарајућих главчина спојене са вратилима, слика 2.1 [1].

Карданове спојнице захтевају сразмерно велику тачност израде и монтаже, као и добро подмазивање. Недостатак карданове спојнице је неравномерност у преносу обртног момента и угаоне брзине.



Слика 2.1. Карданова спојница, [1]

Основни недостатак карданове спојнице је неравномерност у преносу обртног момента и угаоне брзине, за сталне вредности угаоне брзине ω_1 и обртног момента T_1 погонског вратила или константном углу преламања α , добијају се периодично променљиве вредности угаоне брзине ω_2 и обртног момента T_2 гоњеног вратила.

За константну угаону брзину погонског вратила ω_1 , угаона брзина гоњеног вратила варира између своје минималне и максималне вредности, односно:

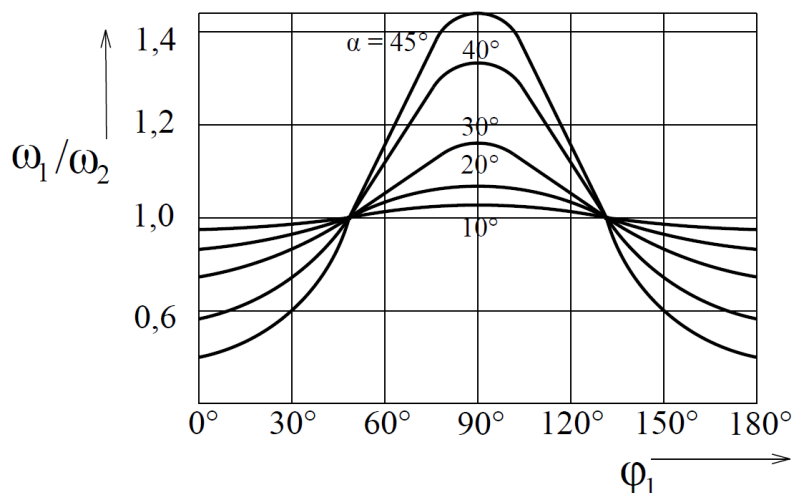
$$\omega_{2\min} = \omega_1 \cdot \cos\alpha, s^{-1} \quad (2.1)$$

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos\alpha}, s^{-1} \quad (2.2)$$

За било који угао обртања погонског вратила 1, зависност између угаоних брзина ω_1 и ω_2 је :

$$\omega_2 = \frac{\cos\alpha}{1 - \sin^2\varphi_1 \cdot \sin^2\alpha}, s^{-1} \quad (2.3)$$

Зависност из једначине (2.3) графички је представљена на слици 2.2 за различите вредности угла преламања α .



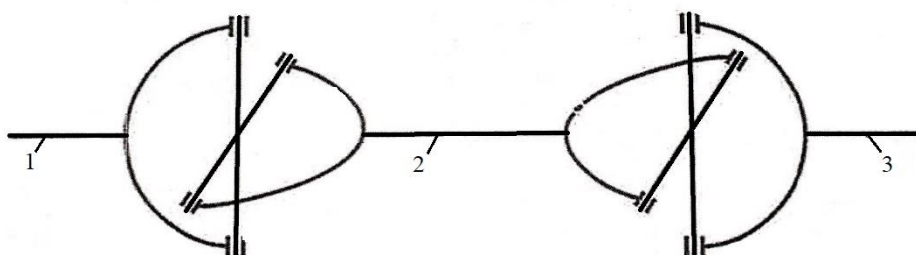
Слика 2.2. Неравномерност преноса угаоне брзине код карданове спојнице, [1]

Са повећањем угла преламања α , повећава се и неравномерност у преносу угаоне брзине и обртног момента. Карданова спојница припада групи асинхроних спојница. Степен неравномерности K_ω дефинисан је следећим изразом:

$$K_\omega = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha. \quad (2.4)$$

Неравномерно обртање гоњеног вратила изазива додатно динамичко оптерећење преносног система. Због тога се ове спојнице примењују код преноса мањих обртних момената при нижим бројевима обртаја и за мање вредности углова преламања, под условом да већ описане неравномерности не угрожавају рад погонске и радне машине као и пратећих система.

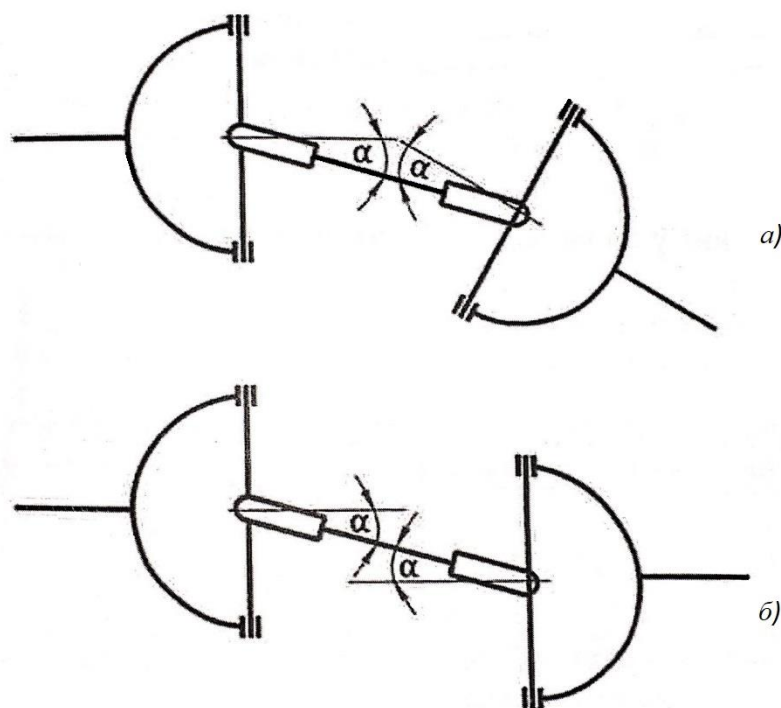
Неравномерности у преносу кретања могуће је отклонити применом два редно везана карданова зглоба, који су један у односу на други постављени под углом од 90° , а између њих се налази међувратило, слика 2.3. Ова двострука карданова спојница, која се састоји од две просте карданове спојнице повезане међувратилом, назива се *карданово (карданско) вратило*. Димензије карданског вратила дате су у табели 2.1 [1].



Слика 2.3. Двострука карданова спојница – карданско вратило, [1]

У пракси се најчешће користе два извођења карданског вратила и то са:

- "W" распоредом вратила, слика 2.4-а и
- "Z" распоредом вратила, слика 2.4-б.

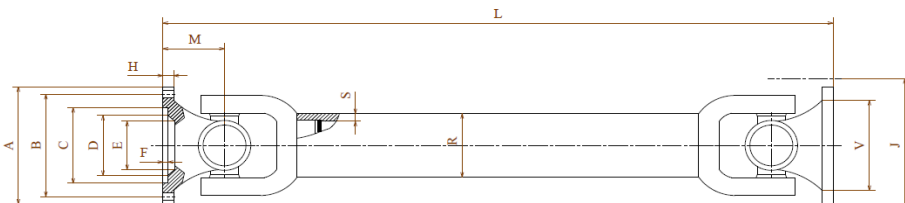


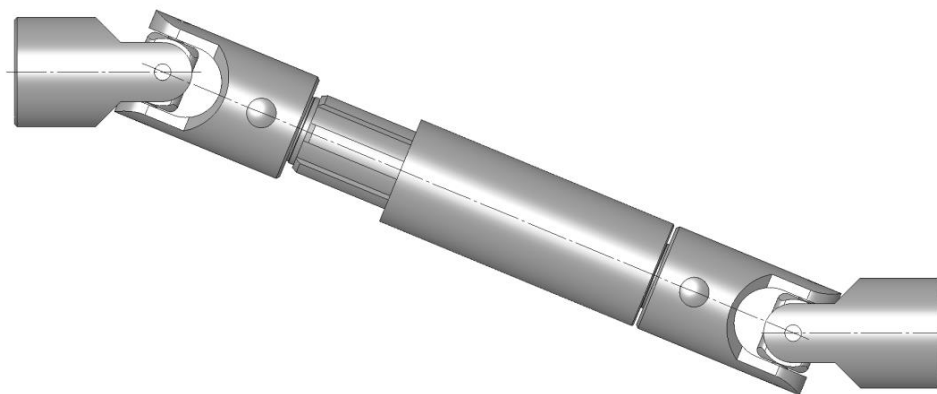
Слика 2.4. Редно постављене карданове спојнице: а) "W" распоред, б) "Z" распоред, [1]

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 [2].

За случај да се радијални положај оса вратила у току рада мења, мора се предвидети компензација промене растојања зглобова у аксијалном правцу, што се најчешће постиже применом телескопског међувратила, слика 2.5, такво карданско вратило се зове *телескопско карданско вратило*. Примењују се код транспортних средстава и за пренос великих обртних момената, на пример, код теретних и шинских возила. Међувратило може бити и веће дужине када има могућност пригушења вибрација [3]. Димензије телескопског карданског вратила дате су у табели 2.2 [1].

Табела 2.1 Димензије карданског вратила без телескопа, [1]

									
<i>Tun</i>	<i>A</i>	<i>B</i> ±0,1	<i>C</i> H7	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>	
065	65	52	35	28	22	1,7	3	4,7	
075	75	62	42	37	29	2	5,5	5,5	
097	97	79,37	60,32	r18		1,5	18	7	
100	100	84	57	57	40	2,5	9,5	7	
118	118	95,27	69,85	r23		1,27	22	7,94	
118A	118	95,27	69,85	r23		1,27	22	7,94	
120	120	101,5	75	64	41	3	12	8	
120A	120	101,5	75	64		3	12	9	
150	150	130	90	75	60	2,5	7,5	9,5	
180	180	155	110	90	70	2,5	8,4	10	
<i>Tun</i>	<i>I</i>	<i>J</i> 1)	<i>K</i>	<i>L</i> 2)	<i>M</i>	<i>N</i> 3)	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>α</i>
065	39	58	6	188	32	4	35	1,5	30°
075	48	65	6	226	44	6	40	2,5	40°
097	59	92	10	177	34,9	4	60	2	25°
100	67	89	8	238	52	6	64	2	20°
118	73	123	11	291	42,86	4	50	2,5	18°
118A	73	123	11	227	42,86	4	76	2,25	18°
120	81	125	10	276	58	8	70	3	20°
120A	81	160	10	463	80,6	8	75	4,5	20°
150	104	148	12	394	75	8	80	5	20°
180	128	165	12	400	80	8	90	5	15°
НАПОМЕНЕ: 1) круг ротације, 2) најмања могућа дужина осе изведбе, 3) број рупа на прирубници									



Слика 2.5 Телескопско карданско вратило, [1]

Телескопско међувратило се састоји од два међусобно жлебном везом спојена дела који се подмазују. Карданов крст је преко игличастих лежаја спојен са прирубницом вратила и међувратилом. Игличasti лежаји се обавезно подмазују. Прирубнице вратила се спајају са прирубницама погонског и гоњеног вратила подешеним завртњима [4].

Табела 2.2 Димензије телескопског карданског вратила, [1]

<i>Tun</i>	<i>A</i>	<i>B</i> ±0,1	<i>C</i> H7	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>	<i>I</i>	<i>J1)</i>
065	65	52	35	28	22	1,7	3	4,7	39	58
075	75	62	42	37	29	2	5,5	5,5	48	65
097	97	79,37	60,32			1,5	18	7	59	92
100	100	84	57	57	40	2,5	9,5	7	67	89
118	118	95,27	69,85			1,27	22	7,94	73	123
118A	118	95,27	69,85			1,27	22	7,94	73	123
120	120	101,5	75	64	40	3	12	8	81	125
120A	120	101,5	75	64		3	12	9	81	160
150	150	130	90	75	60	2,5	7,5	9,5	104	148
180	180	155	110	90	70	2,5	8,4	10	128	165
<i>Tun</i>	<i>K</i>	<i>L</i> 2)	<i>M</i>	<i>N</i> 3)	<i>O</i>	<i>P</i>		<i>R</i>	<i>S</i>	<i>α</i>
065	6	244	32	4	30	22x19 ев. пр.		35	1,5	30°
075	6	338	44	6	50	28x33x6		40	2,5	40°
097	10	287	34,9	4	45	32x26x4		60	2	25°
100	8	382	52	6	80	3487x271x328		64	2	20°
118	11	426	42,86	4	80	38x3124x366		50	2,5	18°
118A	11	397	42,86	4	80	38x3124x366		76	2,25	18°
120	10	468	58	8	100	48x42x8		70	3	20°
120A	10	662	80,6	8	110	48x42x8		75	4,5	20°
150	12	625	75	8	80	SAE 2 12x10		80	5	20°
180	12	643	80	8	100	65x60 ев. пр.		90	5	15°

НАПОМЕНЕ: 1) круг ротације, 2) најмања могућа дужина ове изведбе,
3) број руна на прирубници

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

Потпуна синхроност обртања погонског и гоњеног вратила постиже се под следећим условима:

- вратила (1), (2) и (3) морају лежати у истој равни, слика 2.3,
- углови преламања α погонског и гоњеног вратилау односу на међувратило морају бити исти за "Z" и за "W" распоред,
- виљушке међувратила морају лежати у истој равни.

Применом карданског вратила постиже се синхроност само погонског и гоњеног вратила, док је обртање међувратила неравномерно. Инерцијалне силе, које при томе настају, знатно оптерећују зглобове нарочито при већим бројевима обртаја.

Ради смањења инерцијалних оптерећења, међувратилу се смањује маса тако што се израђује од цеви различитих попречних пресека. При преношењу обртног момента између укрштених вратила у сваком зглобу настаје наизменично промењив момент савијања, који додатно оптерећује ослонце 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 ослонца јавља се код "W" распореда вратила [2].

2.2 Историја карданских преносника

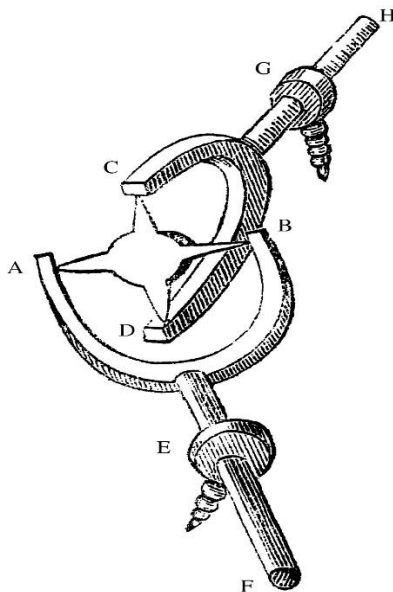
Најстарије информације о зглобовима долазе од Филона из Византије (*Philon of Byzantium*, 230. п.н.е.), који је тај механизам зглобова користио на тамјанским пламеницима са прстеновима. Француски црквени архитекта, Вилард де Хонеркут (*Villard de Honnecourt*, 13. век), је скицирао малу, цилиндричну пећницу која је обешена на кружним прстеновима. Око 1500. године, Леонардо да Винчи (*Leonardo da Vinci*, 1452. - 1519.) је конструисао компас који се користио на бродовима, такве конструкције да је монтиран прстеновима како би увек задржао хоризонталан положај независно од љуљања брода, [5].

Окретни карданови прстенови су генерално били познати у Европи кроз извештаје италијанског математичара, доктора и филозофа, Џироламо Кардана (*Girolamo Cardano*, 1501. - 1576.). Џироламо Кардано је кроз своје књиге приказао механизам који помоћу зглобова спаја два вратила која се налазе под одређеним углом. 1557. године је описао зглобни механизам који је уз помоћ три зглобна прстена, међусобно повезаних под углом од 90° , имао до три степена слободе (слика 2.6).



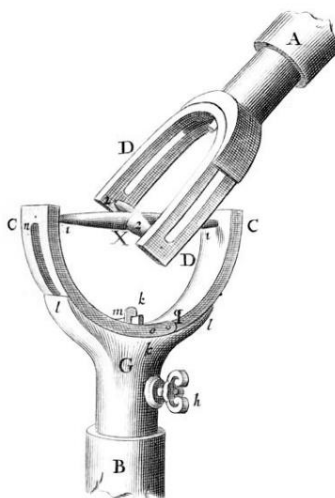
Слика 2.6. Зглобни механизам са три зглобна прстена, [5]

Потреба за преносом ротационог кретања помоћу угаоног вратила потиче још из 1300. године у конструкцијама торањских часовника. Због саме конструкције торња, механизам часовника и спољашњи део часовника нису увек били на истој оси, тако да се положај преноса ротационог кретања мењао у току рада. Каспар Шкот (*Caspar Schott*, 1608. - 1666.) је 1664. године описао решење проблема преноса ротационог кретања на часовнику Стразбуршке катедрале, која је изграђена 1354. Описао је да пренос кретања може бити побољшан извођењем крста са четири спојнице које су повезивале два вратила са виљушкама на њиховим крајевима (слика 2.7). Инспирацију је пронашао у необјављеној скрипти “*Chronometria Mechanica Nova*” коју је написао извесни Амикус (*Amicus*), [5].



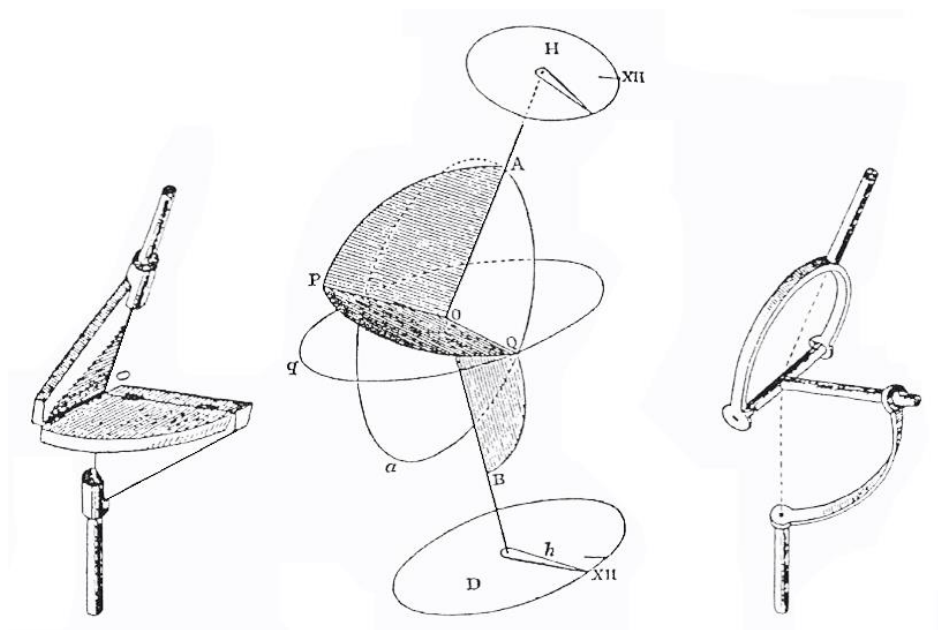
Слика 2.7. Амикусово (*Amicus*) извођење зглоба, [5]

Јоханес Хевелиус (*Johannes Hevelius*, 1611. - 1687.) је истраживао о универзалним зглобовима, сличним као код Амикуса. Писао је о зглобовима као о механизму способном за више врста кретања (слика 2.8).



Слика 2.8. Хевелиусово извођење зглоба, [5]

Енглески физичар Роберт Хук (*Robert Hook*, 1635. - 1703.) је 1664. године патентирао механизам који је намењен преносу обртног момента између два вратила која се налазе под извесним углом, овај механизам је добио назив Хуков зглоб (слика 2.9). Обзиром да је Хук био веома упућен у математику у то време и уз поседовање вештина у решавању практичне кинематике, то је довело до тога да је уочио да универзални зглоб не преноси обртно кретање равномерно, као што је замишљао Каспар Шкот. Хук никада није објавио теорију о овоме, нагађа се да је знао за ову неравномерност у преносу обртног кретања. Гледано са аспекта кинематских карактеристика, кардански преносник и Хуков зглоб се разликују само по конструкцији, намена је иста, [5].



Слика 2.9. Хуков зглоб, [5]

Кардански преносници су данас јако развијени и имају изузетно високу вредност степена искоришћења.

2.3 Подела карданских преносника

Кардански преносници се конструктивно могу изводити на различите начине, како у односу на преносник у целини, тако и у односу на његове поједине саставне елементе.

Сви елементи за везивање вратила под углом и међупросторних оса, називају се карданским механизмима, зглобовима или просто карданима, мада по принципу дејства, а такође и по структурним и кинематским својствима се могу разликовати од механизма кардана. У неким машинским гранама (нпр. у металургији), сличне везе се називају универзалним зглобовима.

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. Примена одређене врсте карданских преносника зависи, пре свега, од вредности угаоних брзина повезаних вратила, зато што није увек могуће уравнотежити центрифугалне силе инерције, које условљавају динамичке процесе у преноснику, [4].

Посматрано са становишта основних кинематских параметара, 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, без обзира на њихов међусобни положај. Код асинхроних карданских преносника, при константној угаоној брзини погонског вратила, гоњено вратило се обрће периодично променљивим бројем обртаја, [1].

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.

Прости кардански преносник обезбеђује релативну промену угла између спојених вратила. Код *универзалног карданског преносника* могућа су и осна померања која се остварују у самом механизму зглоба. Овакав преносник је доста скуп, па се практично веома ретко примењује.

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,... 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. Еластични прстен може бити гумени, од комбинације гуме и тканине, или од гуме ојачане челиком.

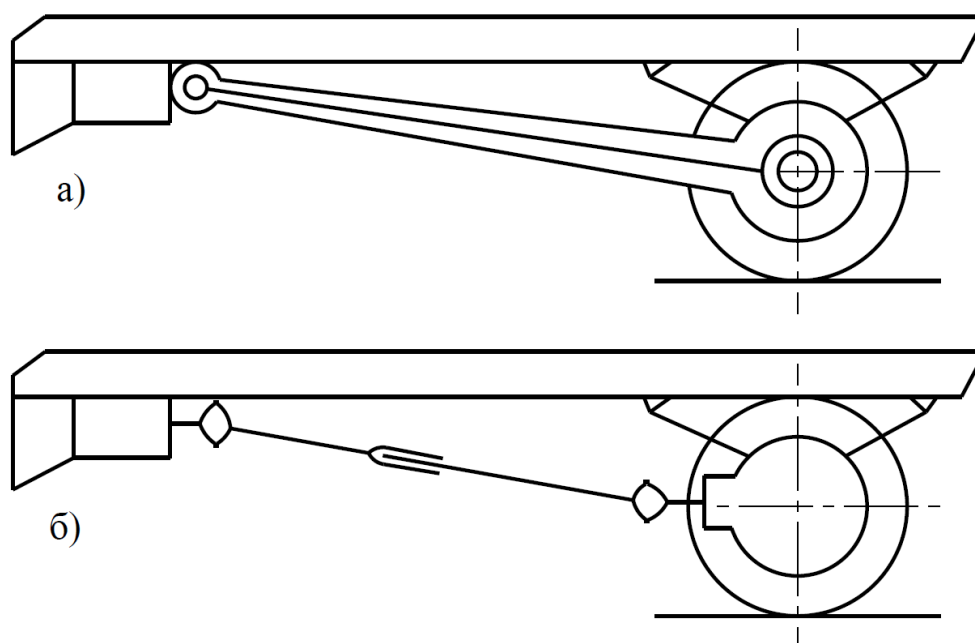
Полукардан са прстеном од гуме ојачане челичним ужетом може да преноси велики обртни момент и при већим вредностима нагибног угла него у прва два случаја. Добра особина му је и што смањује динамичка оптерећења у прелазним режимима, а и не подмазује се. Захваљујући еластичности, дозвољава и мало осно померање. Када је у питању примена код теретних моторних возила, кардански преносници могу бити:

- затворени и
- отворени.

Кардански преносници који преносе обртни момент од мењача степена преноса до погонског моста, могу да поред своје основне функције омогуће и преношење реактивних сила са погонског моста на каросерију возила. Реч је о затвореним карданским преносницима, 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. Оваква решења за преношење хоризонталних реактивних сила са погонског моста на каросерију данас се веома ретко користе.

Уобичајени начин извођења карданског преносника приказан је на слици 2.10-б. Реч је о *отвореном карданском преноснику* који се састоји из две карданове спојнице и међувратила променљиве дужине. У овом случају, реактивне силе примају гибњеви.

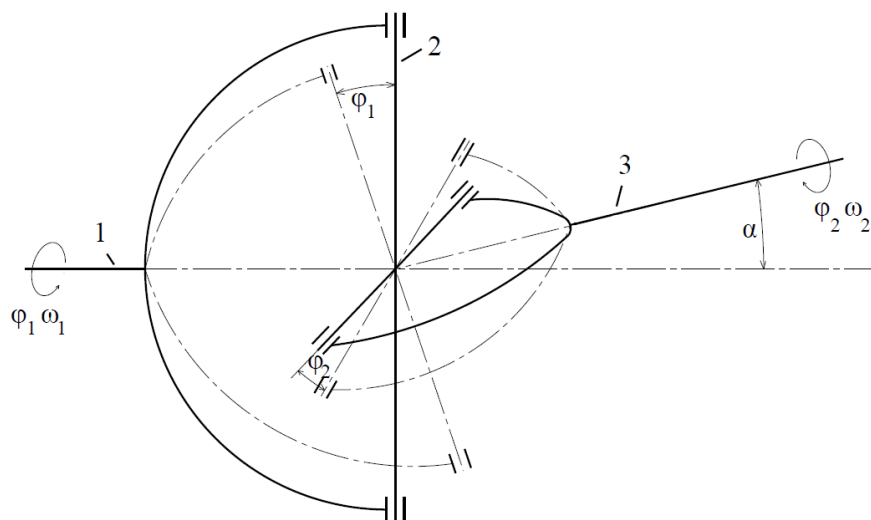
Када је растојање велико, користи се кардански преносник са два међувратила: предњим и задњим. Ово је неопходно, јер би коришћење једног дугачког вратила створило опасност од достизања критичног броја обртаја [1].



Слика 2.10. Кардански преносник код теретног моторног возила
а) затворени, б) отворени, [1]

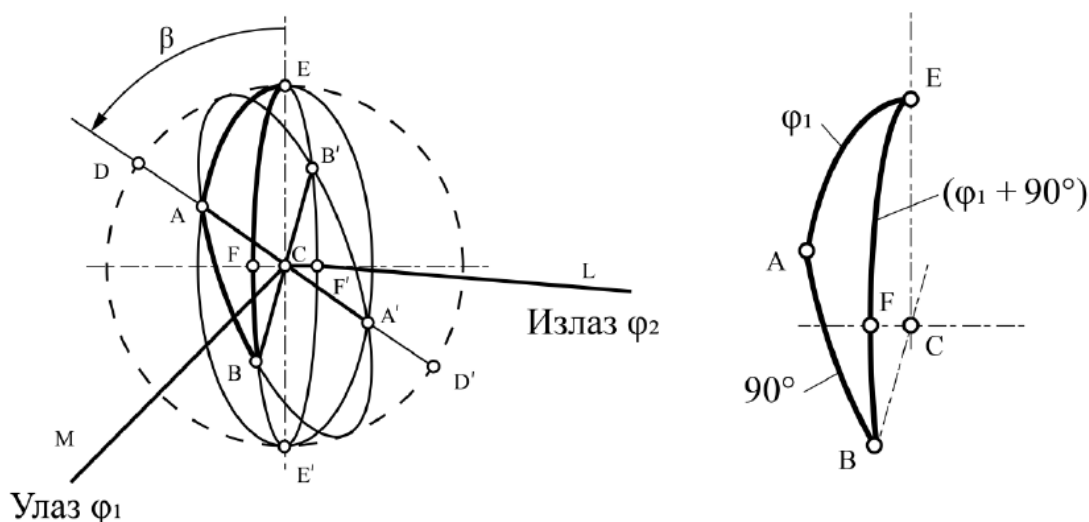
3. Кинематика асинхроног карданског преносника

Основна карактеристика асинхроног карданског преносника, слика 3.1 је периодична промена разлике углова обртања као и угаоних брзина гоњеног и погонског вратила. Ова вредност је утолико већа уколико је већи радни угао између вратила. Због велике једноставности и знатно ниже цене у односу на синхроне, асинхрони кардански преносници налазе све већу примену у савременој индустрији, а поготово код моторних возила за случај да радни угао не прелази од 20° до 25° , максимално 30° , [1].



Слика 3.1. Асинхрони кардански преносник (1-погонско вратило, 2-крстава осовина, 3-гоњено вратило), [1]

На слици 3.2 приказана је просторна шема асинхроног карданског преносника на основу које се одређују његови основни кинематски параметри.



Слика 3.2. Просторна шема асинхроног карданског преносника, [1]

Нека улазно вратило CM и излазно вратило CL припадају истој равни. Осе ових вратила се налазе под извесним углом β . Раван у којој лежи крстаста осовина нормална је на посматрану раван. Референтне тачке крстасте осовине A, B, A', B' крећу се по кружницама на сферној површини K чији су полупречници $AC = BC = A'C = B'C$. Кружна површ $EBE'B'$ управна је на излазно вратило CL , а кружна површ $DAD'A'$ на улазно вратило CM . Угао између поменутих површи $EBE'B'$ и $DAD'A'$ једнак је углу између улазног и излазног вратила β .

Посматра се сферни троугао ABE . Ако се погонско вратило заокрене за угао, гоњено вратило се заокрене за угао φ_2 . На основу косинусне теореме, следи:

$$\cos 90^\circ = \cos \varphi_1 \cdot \cos(90^\circ + \varphi_2) + \sin \varphi_1 \cdot \sin(90^\circ + \varphi_2) \cdot \cos \beta \quad (3.1)$$

Како је $\cos 90^\circ = 0$, следи:

$$0 = \cos \varphi_1 \cdot (-\sin \varphi_2) + \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \cos \beta \quad (3.2)$$

Ако се једначина (3.2) подели са $\sin \varphi_2 \cdot \cos \varphi_1$, добија се:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \cos \beta \quad (3.3)$$

или:

$$\varphi_2 = (\operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \cos \beta) \quad (3.4)$$

За случај фазног померања за 90° , односно ако је угао заокретања улазног вратила $\varphi_1 + 90^\circ$, а угао заокретања излазног вратила $\varphi_2 + 90^\circ$, следи:

$$(\varphi_2 + 90^\circ) = \operatorname{tg}(\varphi_1 + 90^\circ) \cdot \cos \beta \quad (3.5)$$

односно:

$$\operatorname{ctg} \varphi_2 = \operatorname{ctg} \varphi_1 \cdot \cos \beta \quad (3.6)$$

или:

$$\frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_2} = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_1} \cdot \cos \beta \rightarrow \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \beta} \quad (3.7)$$

Диференцирањем једначине (3.4) по времену t , добија се:

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 \beta} \cdot \frac{\cos \beta}{\cos^2 \varphi_1} = \frac{\cos \beta}{\cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1 \cdot (1 - \sin^2 \beta)} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt}$$

Коначно:

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \varphi_1 \cdot \sin^2 \beta} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} \quad (3.8)$$

Обзиром да први извод угла заокретања по времену представља угаону брзину односно $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$ и $\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2$, из једначине (3.8) се може добити однос угаоних брзина ω_1 и ω_2 :

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\beta}{1 - \sin 2\varphi_1 \cdot \sin 2\beta} \quad (3.9)$$

Ако се полази од једначине (3.7), добија се:

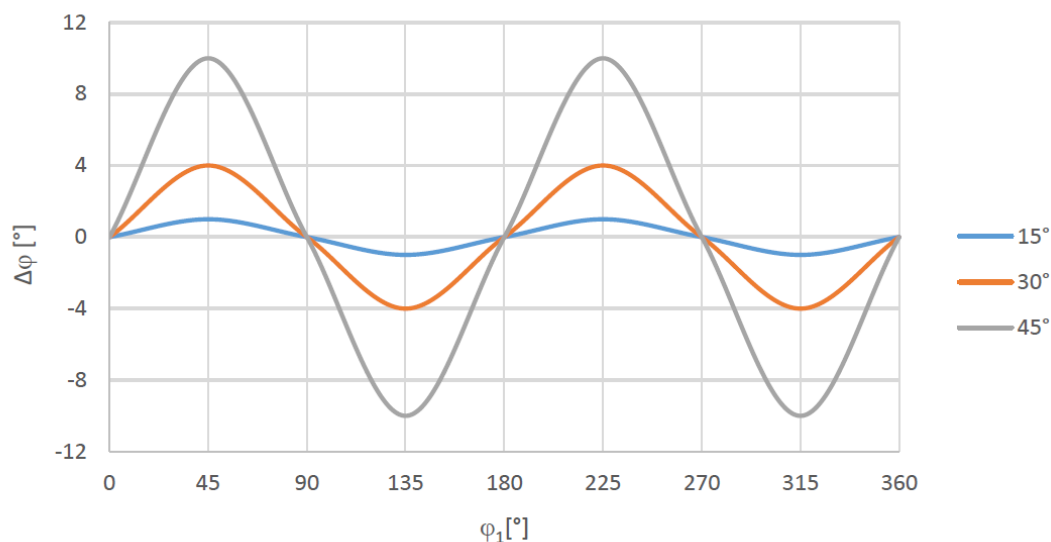
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\beta}{1 - \cos 2\varphi_1 \cdot \sin 2\beta} \quad (3.10)$$

На основу датих једначина, може се израчунати разлика углова заокретања гоњеног и погонског вратила $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$.

За граничне услове:

- $\varphi_2 = 0^\circ, \varphi_1 = 90^\circ \rightarrow \omega_2 = \omega_{2min} = \omega_1 \cdot \cos\beta$
- $\varphi_2 = 90^\circ, \varphi_1 = 180^\circ \rightarrow \omega_2 = \omega_{2max} = \frac{\omega_1}{\cos\beta}$

Неравномерно обртање гоњеног вратила доводи до појаве вибрација што негативно утиче како на рад самог карданског преносника, тако и на рад целокупног машинског система. Разлика углова заокретања гоњеног и погонског вратила $\Delta\varphi$ се још зове и “грешка кардана”. Са порастом вредности угла између погонског и гоњеног вратила (угла β), повећава се и разлика углова заокретања $\Delta\varphi$ (слика 3.3), [1].



Слика 3.3. Зависност разлике углова заокретања гоњеног и погонског вратила $\Delta\varphi$ у функцији угла заокретања погонског вратила φ_1 за различите вредности угла β , [1]

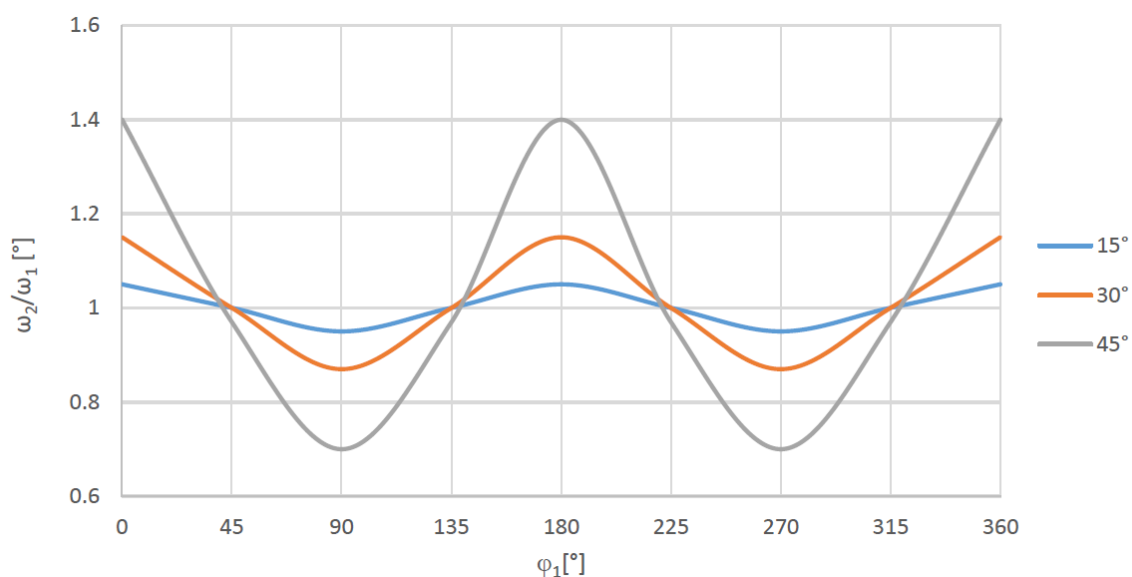
На слици 3.3 представљена је зависност угаоних брзина гоњеног и погонског вратила $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ у функцији угла заокретања погонског вратила за различите вредности угла међусобног положаја погонског и гоњеног вратила β и то: $\beta = 15^\circ$, $\beta = 30^\circ$ и $\beta = 45^\circ$.

Други извод угла заокретања по времену представља угаоно убрзање, односно:

$$\frac{d_2\varphi_1}{dt_2} = \frac{d\omega_1}{dt} = \varepsilon_1 \text{ и } \frac{d_2\varphi_2}{dt_2} = \frac{d\omega_2}{dt} = \varepsilon_2$$

Други извод једначине по времену представља угаоно убрзање гоњеног вратила:

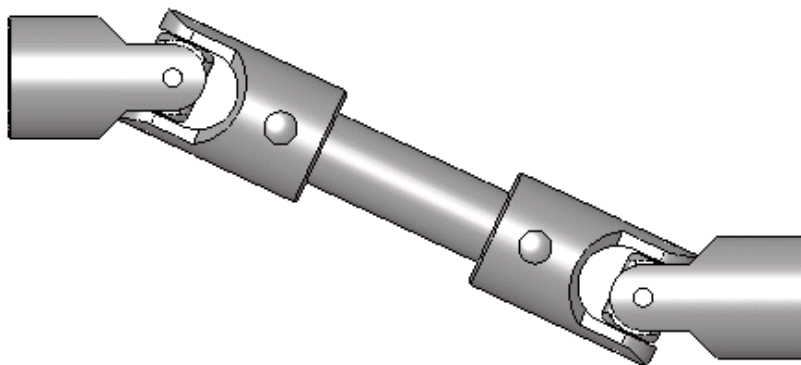
$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \cdot \frac{\cos\beta \cdot \sin 2\beta \cdot \sin(2 \cdot \varphi_1)}{(1 - \sin 2\varphi_1 \cdot \sin 2\beta)^2} \quad (3.11)$$



Слика 3.4. Зависност односа угаоних брзина гоњеног и погонског вратила $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ у функцији угла заокретања погонског вратила φ_1 за различите вредности угла β , [1]

4. Кинематика удвојеног карданског преносника

Додатно динамичко оптерећење преносног система изазива неравномерно обртање гоњеног вратила. 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, слика 4.1. Ова двострука карданова спојница, која се састоји од две просте карданове спојнице повезане међувратилом, назива се *карданско вратило*, [1].



Слика 4.1. Двострука карданова спојница - карданско вратило, [1]

У случају да се радијални положај оса вратила у току рада мења користи се 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 међувратилом. Игличасти лежаји се обавезно подмазују. Прирубнице вратила се спајају са прирубницама погонског и гоњеног вратила подешеним завртњима, [1].

Код карданских вратила намењених раду у условима високих температура или у прашином загађеној средини, уграђују се специјалне заштитне облоге.

Потпуна синхроност обртања погонског и гоњеног вратила постиже се под следећим условима, [3]:

- углови под којима се секу погонско и гоњено вратило са међувратилом морају бити исти, $\beta_1 = \beta_2$
- виљушке на међувратилу морају бити у истој равни и да су под углом од 90° на виљушке погонског и гоњеног вратила и
- сва три вратила морају лежати у истој равни.

Ако је испуњен први услов да су углови заокретања погонског и гоњеног вратила исти ($\beta_1 = \beta_2$), тада ће се гоњено вратило обртати једнолико као и погонско. Уколико ови углови нису једнаки јавља се исти проблем неравномерности обртања гоњеног вратила, као код вратила са једним зглобом.

Разлика заокретања погонског и гоњеног вратила $\Delta\beta$ једнака је:

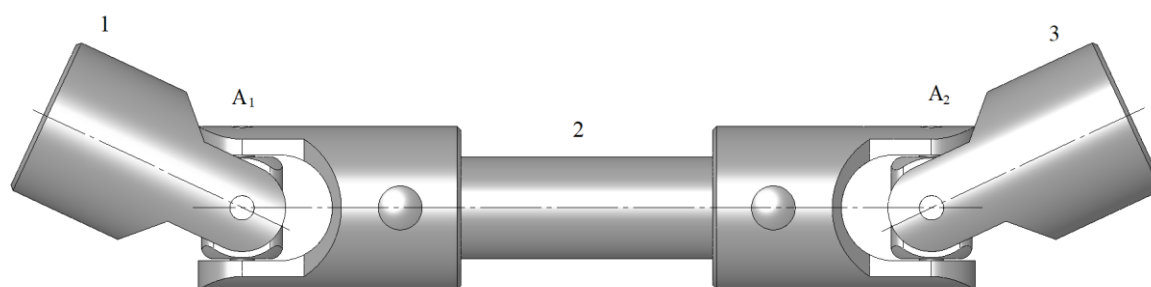
$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$$

У случају да је разлика углова заокретања погонског и гоњеног вратила $\Delta\beta$ једнака нули, гоњено вратило ће се обртати једнолико као и погонско. Када је разлика углова $\Delta\beta$ већа од нуле јавља се исти проблем као код једног зглоба, односно гоњено вратило се обрће променљиво у функцији вредности разлике углова. Што је већа вредност разлике углова $\Delta\beta$ то је већа неравномерност обртања гоњеног вратила. Разлика углова може да се креће до 30° , јер преко те вредности неравномерност обртања гоњеног вратила је велика и јавиће се недозвољене инерцијалне силе као код вратила са једним зглобом.

Други услов је конструктивне природе који се може лако испунити и увек су виљушке на међувратилу тако спојене да са виљушкама погонског и гоњеног вратила заклапају угао од 90° .

Трећи услов је да осе сва три вратила треба да леже у истој равни. О првом и трећем услову треба водити рачуна при монтажи, јер у случају да нису испуњена, долази до неравномерности обртања гоњеног вратила и појаве инерцијалних сила.

Применом карданског вратила, слика 4.2 постиже се синхроност само погонског и гоњеног вратила, док је обртање међувратила неравномерно. Инерцијалне силе, које при томе настају, знатно оптерећују зглобове нарочито при већим бројевима обртаја. Ради смањења инерцијалних оптерећења, међувратилу се смањује маса тако што се израђује од цеви различитих попречних пресека. При преношењу обртног момента између укрштених вратила у сваком зглобу настаје наизменично променљив момент савијања, који додатно оптерећује ослонце 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 [1].



Слика 4.2. Шема удвојеног карданског преносника, [1]

Водећа виљушка карданског зглоба A_1 лежи у равни зглоба, па је веза између углова обртања вратила 1 и 2 дата изразом (4.1):

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha_1} \quad (4.1)$$

Код зглоба A_2 , водећа виљушка лежи у равни која је нормална на раван зглоба, па важи следећи израз:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_2}{\cos \alpha_2} \quad (4.2)$$

На основу једначина (4.1) и (4.2) добија се:

$$\frac{\operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg} \varphi_1} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \quad (4.3)$$

На основу једначине (4.3) може се закључити да ако су углови α_1 и α_2 међусобно једнаки, вратила 1 и 3 ће се обртати равномерно, док ће се међувратило обртати неравномерно. Ова неравномерност доводи до појаве инерцијалних момената међувратила. Међутим, ови моменти су занемарљивог интензитета и готово да не утичу на динамичку стабилност целокупног кардасног преносника.

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

5. Примена карданског преносника на пољопривредним машинама

Трактори су радне машине које служе за покретање и вођење ослатих прикључних машина у пољопривреди, такође су главни извор снаге и кретања у пољопривреди. Трактори се могу поделити према разним критеријумима. Према конструкцији, трактори се деле на:

- једноосовинске и
- двоосовинске.

Према намени трактори се деле на:

- ратарске,
- воћарско-виноградске и
- шумарске.

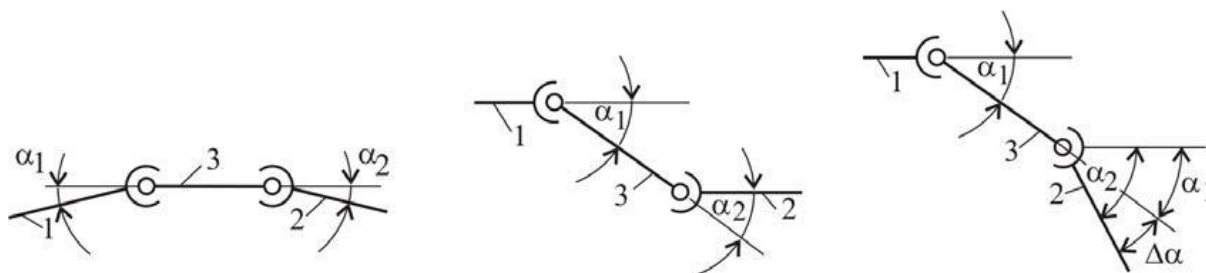
Трактори се састоје од конструкције трактора, точкова, мотора, трансмисије, управљачког механизма и хидраулике. Принцип рада трактора је пренос снаге мотора путем трансмисије на точкове или сва четири точка.

Трансмисија се састоји од мењачке кутије, спојнице и диференцијала. Сврха спојнице је одвајање мењачке кутије при паљењу и промени брзина. Мењач служи да промени брзину, а диференцијал омогућава независно обртање погонских точкова. Трактори могу имати погон на два задња точка (ознака 2WD, eng. two wheel drive) или на сва четири точка (ознака 4WD). Гуме на задњим точковима имају обично стреласту нагазну површину, а на предњим точковима пољско-путну или стреласту нагазну површину. Стреласта нагазна површина се користи јер боље функционише на меким и мокрим површинама. Трактори на задњем мосту имају хидраулику која служи за подешавање висине прикључака. Прикључци се прикључују на трактор у три тачке. Прва тачка представља централну спојницу, то је у ствари полуга са навојем за регулисање угла нагиба самог прикључка. Новије решење централне спојнице ради на принципу хидрауличног цилиндра и користи се на великим тракторима. Висина прикључка од тла је 900 до 1000 mm. Остале две тачке прикључка су две задње греде на трактору, које служе за подизање и спуштање прикључка, то се остварује помоћу хидраулике. Распон задњих прикључних греда варира од 500 до 800 mm. У зависности од трактора помоћу три тачке за прикључење могуће је дизати масу до 10 000 kg. Други начин прикључивања прикључка на трактор је помоћу потезнице. На потезницу се прикључују само уређаји који служе за вучу и који имају кретаче. Пренос снаге и обртног момента са трактора на прикључке се остварује помоћу зглобног вратила (карданског преносника), које је погоњено од стране трактора на начин да се прикључује на излазно вратило трактора. Уобичајено је да се прикључно вратило налази на задњем делу трактора, али постоје трактори који имају прикључно вратило смештено на предњој или обе стране. Код прикључног вратила треба знати његов број обртаја, снагу и смер ротације због избора одговарајућих прикључка [6].

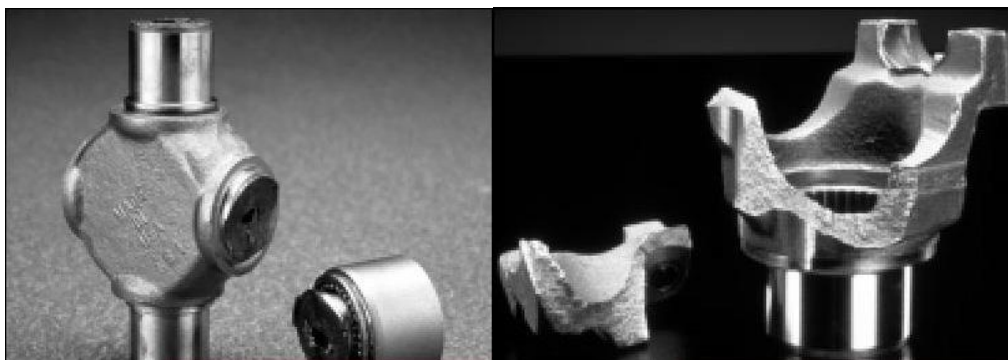
Вратила са кардановим зглобом имају широку примену на пољопривредним машинама, јер могу да пренесу кретања на велика растојања и да се при томе вратила секу под углом α . Активни радни органи прикључних пољопривредних машина погоне се од трактора посредством вратила са кардановим зглобовима (карданским вратилом), слика 5.1. Ако су испуњена три наведена услова и ако је угао закретања вратила до дозвољених вредности, слика 6.2 преноси однос, као и инерцијални момент ће бити у дозвољеним границама. У противном, без икаквог спољашњег преоптерећења може доћи до преоптерећења гоњеног вратила до те мере да се јаве удари и вибрације које доводе до великих оштећења и лома вратила (слика 5.3).



Слика 5.1. Примена кардановог вратила за погон радних органа прикључних машина, [6]



Слика 5.2. Двоструки карданов зглоб, [6]



Слика 5.3. Оштећења вратила услед замора материјала и честих удара, [6]

5.1 Преса високог притиска МФ 1840

Преса високог притиска за рад у отежаним условима МФ 1840, слика 5.4 има конструкцију средишње осовине и ширину сакупљача (pick-up уређаја) од 2m.

Ова преса за балирање је идеална код великог обима посла или за услужне радове у пољопривредни. Преса за балирање МФ 1840 производи квадар бале високе вредности и праве величине за једноставно руковање и оптимално храњење. Поседују одговарајућу густину за ефикасно складиштење и оптималан транспорт од сезоне до сезоне.

Јединствена конструкција средишње осовине омогућава бољу расподелу тежине и смањује потребну вучну силу. Преса за балирање захваљујући специјалном „Inline“ дизајну иде директно иза трактора и пружа комфор без конкуренције и оптималну делотворност на њиви.

Позиција на њиви и код транспорта је иста, непотребно је окретати руду због изласка на њиву или кроз капију због мале транспортне ширине од 2,6m. Широки сакупљач са пужевима за центрирање од 1,9m повећава проток услед равномерног пуњења обе коморе за бале са уједначеним обликовањем.

Жетвена маса иде праволинијски од посебно равних сакупљача све до клизача бала без промена правца и без пужева са попречним транспортом или набора који би могли да оштете производ. Континуалан и неометан проток масе уз ниску потребну снагу омогућавају уједначено обликовање бала. Сакупљач са равним профилем обезбеђује пажљиво увлачење пожњевене масе и преноси је директно у предкомору притом смањује оштећење жетвеног производа и губитак листа при посебно високој радној брзини. Слојеви бала се предформирају пре него што се превезу у комору за бале, материјал се равномерно увлачи и равномерно се збија [7].



Слика 5.4. МФ 1840, [7]

Дизајн уређаја за везивање чворова „Hesston“, слика 5.5 је направљен да поуздано везује жетвену масу сезону за сезоном уз минималну буку и одржавање. Квалитетан дизајн гарантује одличну поузданост бала, без обзира да ли користи виоско квалитетну пластику или обичан канап за везивање.



Слика 5.5. Уређај за везивање чворова, [7]

Електрични вентилатор за уклањање нежељеног садржаја на чворовима, слика 5.6 постављен је као стандардни елемент за пресу високог притиска МФ 1840 и осигурава да чвор остане чист и ослобођен било каквих наслага током рада. Ваздух се увлачи са предње стране, тече преко чворова и излази кроз задњи део поклопца.



Слика 5.6. Електрични вентилатор, [7]

Преса садржи капацитет од десет ролни конопца, слика 5.7 што је довољно и за најдуже радне дане. Велике димензије ролни омогућавају складиштење велике дужине конопца, што омогућава већу производњу бала.



Слика 5.7. Ролне конопца за везивање бала, [7]

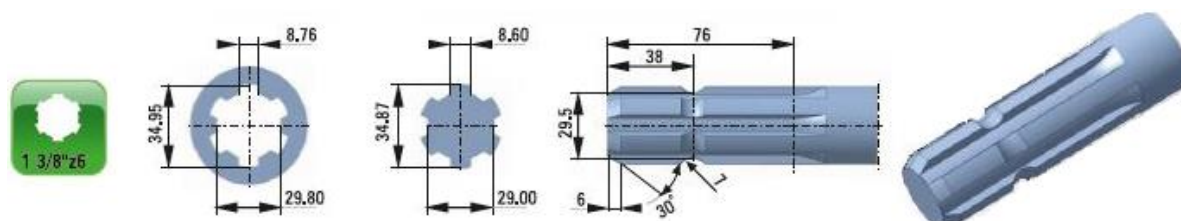
6. Прорачун и конструкција карданског преносника пресе високог притиска МФ 1840

Задатак: Потребно је димензионисати крст, виљушку и карданско вратило из задатих карактеристика радне машине. Дозвољени напони су $\sigma_{doz} = 120 \text{ MPa}$ и $\tau_{doz} = 100 \text{ MPa}$.

- минимална снага : $P = 37 \text{ kW}$
- број обртаја: $n = 540$
- обртни момент: $T = 655 \text{ Nm}$
- угаона брзина: $\omega = 56,52 \text{ s}^{-1}$
- растојање од крста до крста $l = 910 \text{ mm}$

Вратило за спајање на тракторима и радним машинама се производи у складу са стандардним димензијама. Разне радне машине захтевају због својих специфичних потреба различите профиле за спајање. Зато је потребно правилно дефинисати профил за спајање са обе стране. За радну машину МФ 1840 усваја се профил вратила из каталога Serjak KG, слика 6.1. [8]

- 1 3/8" 6 spline CV PTO shaft



Слика 6.1. Стандардни профил вратила за спајање, [8]

Крстава осовина је један од најважнијих елемената карданског преносника, димензије и век карданског преносника најчешће зависе од крстава осовине. Познато нам је из услова да се прорачун врши према напону на савијање крстава осовине, па се из тог разлога усваја крстава осовина типа K.120, табела 6.1 и усвајају следеће димензије:

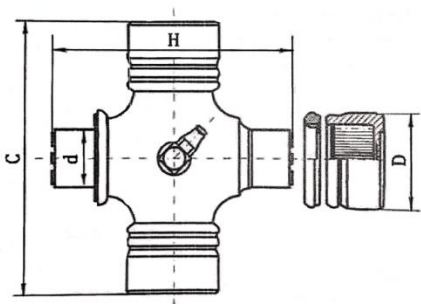
$$d = 23,795 \text{ mm}$$

$$H = 98h8 \text{ mm}$$

$$C = 107 \text{ mm}$$

$$D = 38m6 \text{ mm}$$

Табела 6.1. Димензије крстасте осовине у mm, [1]

				
	<i>d</i>	<i>H</i>	<i>C</i>	<i>D</i>
<i>Tun K.120</i>	23,795	98h8	107	38m6

где су:

- *d* - пречник рукавца крстасте осовине,
- *H* – растојање између два чела крстасте осовине,
- *C* – растојање између два чела игличастих лежајева крстасте осовине,
- *D* – спољни пречник игличастог лежаја.

Након тога се може израчунати отпорни момент крстасте осовине и максимална вредност обимне силе на виљушци гоњеног вратила, према следећим једначинама:

$$D_1 \approx d + (1 \div 2) \text{ mm} \Rightarrow D_1 = 23,795 + 1 = 24,795 \text{ mm}$$

$$W = \frac{\pi \cdot D_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 24,795^3}{32} = 1495,8 \text{ mm}^3$$

$$R = \frac{H-L}{2} = \frac{98-27,5}{2} = 35,25 \text{ mm}$$

$$F_{Q\max} = \frac{T}{(2 \cdot R)} = \frac{655 \cdot 10^3}{2 \cdot 35,25} = 9290 \text{ N}$$

где је:

- $2R$ - растојање између оса лежишта виљушке

Максимална вредност напона на савијање је:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{Q\max} \cdot l}{W} = \frac{9290 \cdot 18,75}{1495,8} = 116 \text{ МПа} < \sigma_{doz} = 120 \text{ МПа}$$

где је:

- *l* - крак дејства силе $F_{Q\max}$ и износи $l = 18,75 \text{ mm}$

Прорачун и провера виљушке карданског преносника врши се на основу максималне вредности силе F_{Qmax} . Максимална вредност напона на савијање у критичном пресеку В-В, слика 6.2 виљушке карданског преносника израчунава се као:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{Qmax} \cdot e}{W} = \frac{9290 \cdot 62}{4849} = 118,8 \text{ MPa} < \sigma_{doz} = 120 \text{ MPa}$$

Отопрни момент W за правоугаони попречни пресек се израчунава на основу израза:

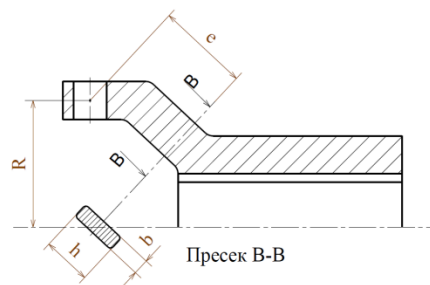
$$W = \frac{b \cdot h^3}{6} = \frac{55 \cdot 23^3}{6} = 4849 \text{ mm}^3$$

где су:

e – положај критичног пресека В-В,

W – отпорни момент критичног попречног пресека В-В и

b, h – димензије критичног попречног пресека.



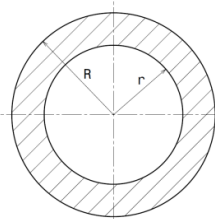
Слика 6.2. Критични пресек виљушке карданског преносника, [1]

Прорачун и провера међувратила карданског преносника врши се на основу максималног обртног момента $T_{max} = 655 \text{ Nm}$. Попречни пресек међувратила је прстенастог облика, пречник међувратила је $d = 55 \text{ mm}$, дебљина зида је $s = 3 \text{ mm}$, слика 6.3 [9].

Отопрни момент W за прстенасти попречни пресек се израчунава на основу израза:

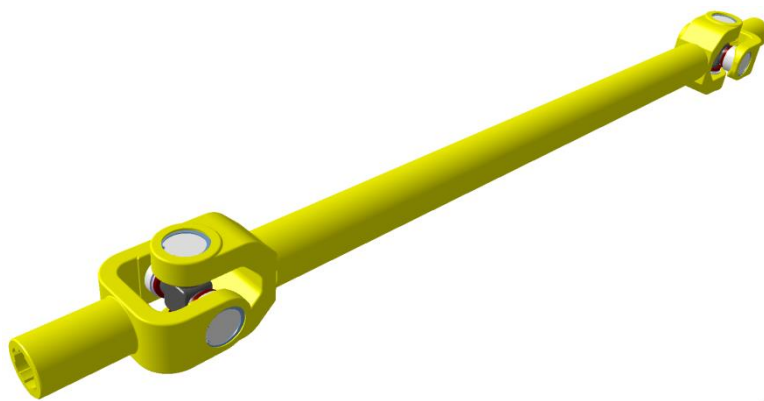
$$W = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{(R^4 - r^4)}{R} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{(27,5^4 - 24,5^4)}{27,5} = 12\,081 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{W} = \frac{655 \cdot 10^3}{12\,081} = 54,2 \text{ MPa} < \tau_{doz} = 100 \text{ MPa}$$



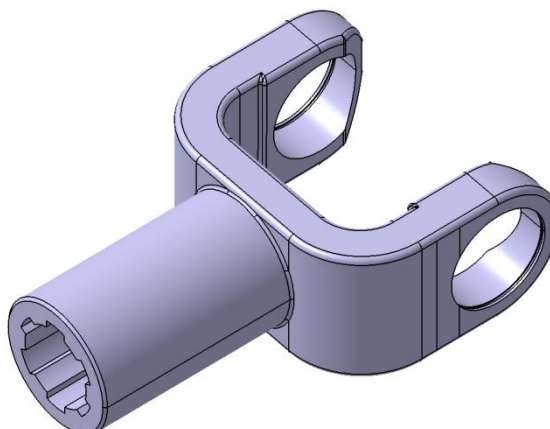
Слика 6.3. Попречни пресек међувратила, [9]

Изглед карданског вратила у изометрији приказан је на слици 6.4.

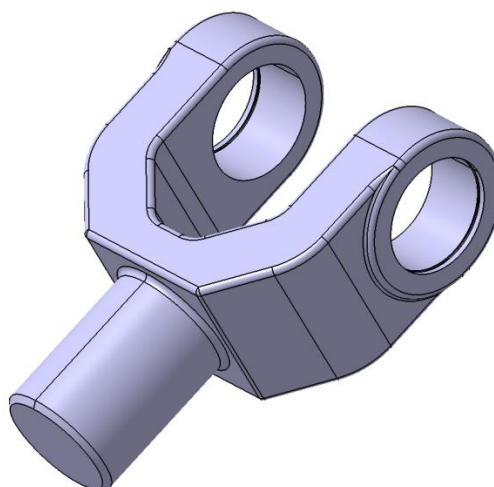


Слика 6.4. Изометријски приказ карданског вратила

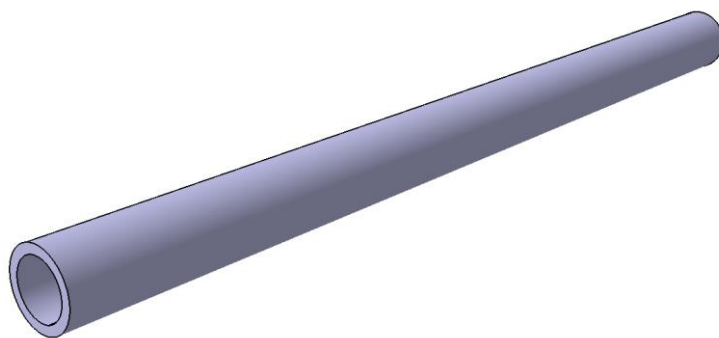
Изометријски прикази саставних елемената карданског вратила су приказани на сликама 6.5, 6.6, 6.7, 6.8, 6.9 и 6.10. Софтвер који је коришћен за моделирање свих елемената носи назив „Catia V5 R21“. У прилогу А се налази склопни цртеж карданског вратила.



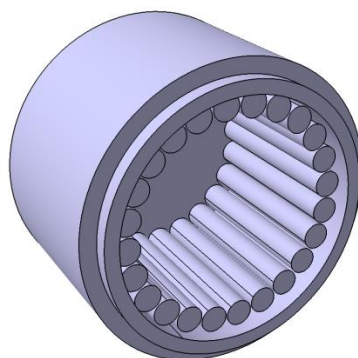
Слика 6.5. Виљушка погонског или гоњеног вратила



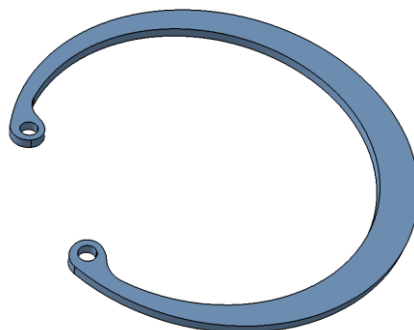
Слика 6.6. Виљушка карданског вратила



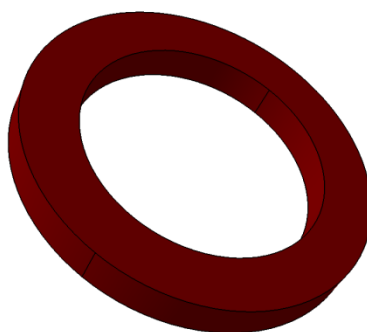
Слика 6.7. Цевни део вратила.



Слика 6.8. Игличасти лежај



Слика 6.9. Ускочник



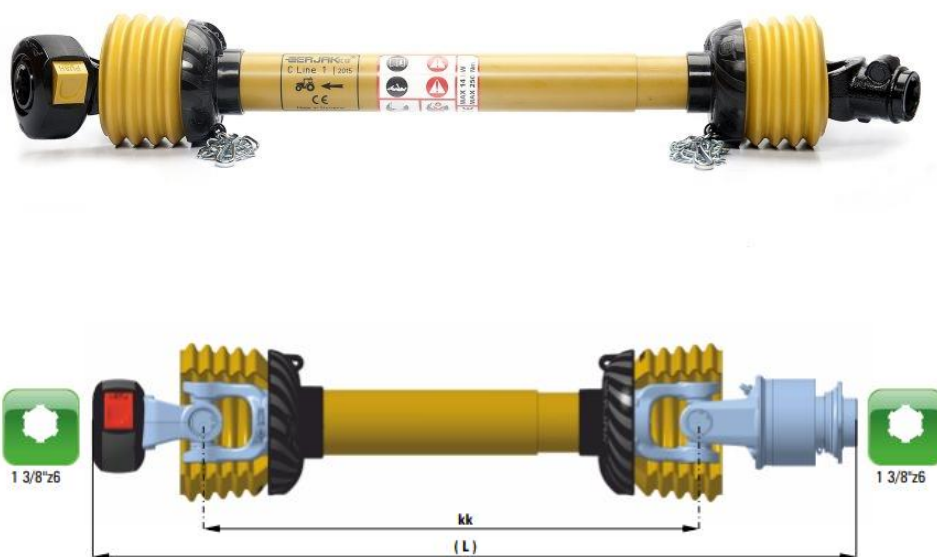
Слика 6.10. Граничник

Патентирани механизам виљушке за спајање C Line у комбинацији са спољним осигурачем је резултат развоја производа Cerjak KG, слика 6.11. Такав механизам омогућава једноставно спајање и одвајање вратила, састоји се од ергономски компактнoг кућишта које је једноставно за руковање [8].



Слика 6.11. Механизам за спајање (виљушка), [8]

Изглед усвојеног карданског међувратила C Line 4 PS kk910 (1190) из каталога Cerjak KG у изометрији приказан је на слици 6.12.



Слика 6.12. C Line 4 PS kk910 (1190), [8]

Где су:

- kk - растојање од крста до крста, $kk = 910 \text{ mm}$,
- (L) – максимална дужина карданског преносника, $(L) = 1190 \text{ mm}$.

7. Закључак

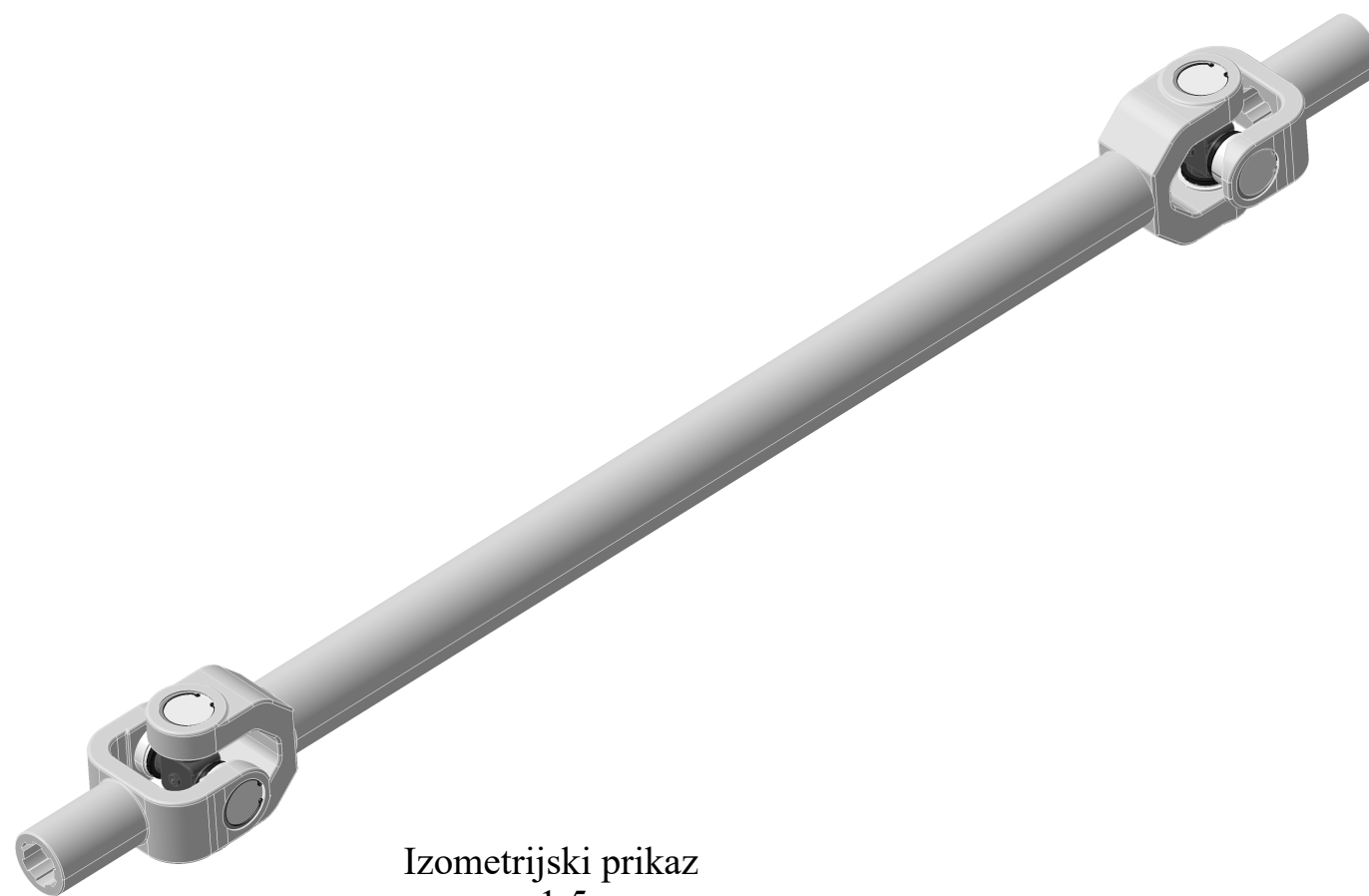
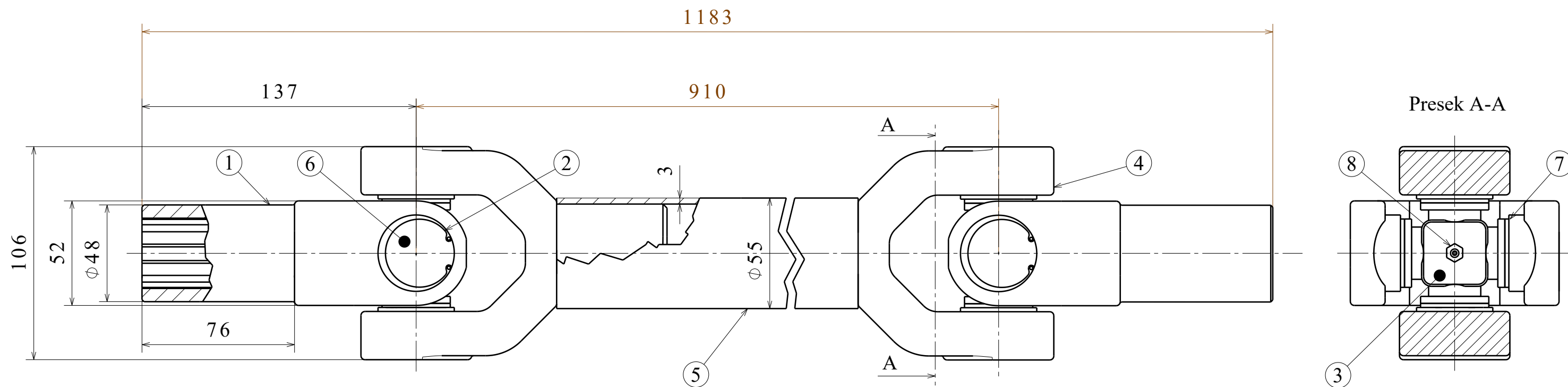
Циљ завршног рада је био да се на једном месту дају карактеристична поглавља карданских преносника и да се изабере радна машина за коју ће се извршити прорачун са усвајањем стандардних елемената карданског преносника.

Као бољи увод у тему наведени су основни елементи карданског преносника и кинематика самог карданског зглоба. Главна карактеристика карданских механизма јесте да преносе обртно кретање под извесним углом, међутим постоји неравномерност у преносу обртног кретања. Неравномерност се уклања употребом карданског вратила. Карданско вратило се састоји из две просте карданове спојнице повезано међувратилом. Применом карданског вратила постиже се синхроност само погонског и гоњеног вратила, док је обртање међувратила неравномерно. Инерцијалне силе, које при томе настају, знатно оптерећују зглобове нарочито при већим бројевима обртаја. Тежиште рада приписано је радној машини, преси високог притиска МФ 1840 која се користи у пољопривреди за сакупљање и пресовање жетвеног материјала због лакшег транспорта и складиштења, преса производи високо компримоване, чврсте и савршено обликоване четвртасте бале. Сакупља и балира покошену траву, сено, сламу и осталу жетвену масу намењену за производњу сточне хране. Због своје ниске тржишне цене и великог квалитета израде преса високог притиска представља велику конкуренцију осталим произвођачима у тој класи са низом предностима у функционалности елемената које извршавају основну функцију радне машине.

Из свега поменутог, закључује се да је могуће остварити синхроност у преносу обртног кретања између погонског и гоњеног вратила употребом карданског вратила, али да то доводи до неравномерности обртања самог карданског вратила и да ова правила важе само у идеалним условима. Усвојени кардански преносник за радну машину са својим карактеристикама неће бити изложен максималном оптерећењу и као такав моћи ће дуги низ сезона да се експлоатише уз одговарајуће одржавање.

8. Литература

- [1] Стојановић Б., Благојевић М.: *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2015.
- [2] Савић З.: *Инжењерско - машински приручник 2*, Завод за уџбенике и наставна средстава, Београд, 1992.
- [3] Танасијевић С.: *Механички преносници*, Југословенско друштво за трибологију, Крагујевац, 1994.
- [4] Николић В.: *Машински елементи*, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.
- [5] Seherr H., Schmelz F., Aucktor E.: *Universal joints and Driveshafts*, Springer Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, 2006.
- [6] Глигорић Р.: *Механизми пољопривредних машина*, Пољопривредни факултет Универзитета у Новом Саду, Нови Сад, 2015.
- [7] Масеј Фергусон, <http://www.masseyferguson.co.uk> <http://www.masseyferguson.co.uk/mf1840.aspx>, приступљено 21.08.2019.
- [8] Церјак КГ, <https://www.cerjak.si/>, https://www.cerjak.si/pto_drive_shafts/ приступљено 21.08.2019.
- [9] Meerkamm H.: *Schaeffler technical pocket guide*, University of Erlangen-Nuremberg, 2018.



Izometrijski prikaz
razmera 1:5

8	2		Mazalica	DIN 71412 AM6x1	
7	8		Graničnik		
6	8		Igličasti ležaj	HK1511	
5	1		Međuvratilo		
4	2		Viljuška vratila		
3	2		Kardanski krst	K.120	
2	8		Uskočnik	DIN 472 $\phi 39$	
1	2		Viljuška		
Poz.	Kol.	Jm.	Naziv	Standard	Primedba
				Masa	Razmera 1:2
			Datum	08.09.2019.	Naziv: Kardansko vratilo
			Obrad.	Ž.Krstić 95/2016	
			Stand.		
			Odobr.		
				FAKULTET INŽNJERSKIH NAUKA UNIVERZITETA U KRAGUJEVCU	Oznaka:
					List: 1
St.i	Izmene	Datum	Ime	Izv. pod.	Zamena za: