

**Факултет инжењерских наука
Универзитета у Крагујевцу**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Моторна возила и мотори

Предмет: Конструкција и прорачун моторних возила

Број индекса: 27/2008

Слободан М. Бреберина

**Механички прорачун елемената карданског
преносника
завршни рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Јасна Глишовић, доцент - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- анализира основне врсте, улогу и захтеве зглобних преносника на моторним возилима,
- да основне карактеристике карданског преносника као примера шарнирних, асинхроних зглобних преносника,
- прикаже основе механичког прорачуна саставних елемената карданског преносника и
- изврши избор карданског преносника средње тешког теретног возила по избору провером свих елемената карданског преносника.

Препоручена литература:

- [1] Јанковић, Д., Зглобни преносници, Машински факултет у Београду, Београд, 1995.
- [2] Симић Д., Јанковић, А., Карданско вратило, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 1993.
- [3] Јанићијевић, Н., Јанковић, Д., Тодоровић, Ј., Конструкција моторних возила, Машински факултет у Београду, Београд, 1991.

Крагујевац, 18.09.2013.

ментор:

Др Јасна Глишовић, доцент

РЕЗИМЕ

У раду су анализиран су основне врсте зглобних преносника, као и њихова примена на возима и основни задаци. Описани су елементи и приказане су основе механичког прорачуна елемената асинхроног карданског преносника. Изабран је кардански преносник за средње тешко теретно возила и извршен је механички прорачун његових елемената.

Кључне речи: теретно возило, кардански преносник, механички прорачун.

ABSTRACT

Basic types of universal joints, as well as their application on motor vehicles and their basic tasks were analyzed in this paper. Constitutive elements were described and the basics of the mechanical calculations of elements of the asynchronous cardan joint were illustrated. The cardan joint for the medium heavy - duty commercial vehicle was chosen, and the mechanical calculation of its elements was performed.

Key words: commercial vehicle, cardan joint, mechanical calculation.

САДРЖАЈ

1 УВОД	1
1.1 СИНХРОНИ ЗГЛОБНИ ПРЕНОСИЦИ	3
1.2 ЕЛАСТИЧНИ ЗГЛОБНИ ПРЕНОСИЦИ	5
2 АСИНХРОНИ ЗГЛОБНИ ПРЕНОСНИЦИ	6
2.1 ЕЛЕМЕНТИ КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА.....	7
2.1.1 Вратила карданског преносника	7
2.1.2 Виљушке карданског преносника	9
2.1.3 Крст карданског преносника	10
2.2 КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА АСИНХРОНИХ ЗГЛОБНИХ ПРЕНОСНИКА	10
2.2.1 Кинематика асинхроних зглобних преносника у општем случају	11
2.2.2 Динамичка оптерећења асинхроних зглобних преносника	14
3 КРИТИЧАН БРОЈ ОБРТАЈА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА	17
4 ПРОРАЧУН ЕЛЕМЕНАТА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА	23
4.1 ОПТЕРЕЋЕЊЕ И ДЕФОРМАЦИЈЕ КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА	23
4.2 ПРОРАЧУН ВРАТИЛА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА	24
4.3 ПРОРАЧУН ВИЉУШКЕ КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА	26
4.4 ПРОРАЧУН КРСТА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА	27
4.5 ПРОРАЧУН ИГЛИЧАСТОГ ЛЕЖАЈА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА	28
5 ИЗБОР КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА ТЕРЕТНОГ ВОЗИЛА И МЕХАНИЧКИ ПРОРАЧУН ЕЛЕМЕНАТА	32
5.1 ПРОРАЧУН ВРАТИЛА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА	33
5.1.1 Прорачун ожљебљеног дела телескопског карданског вратила	34
5.2 ПРОРАЧУН ВИЉУШКЕ КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА	35
5.3 ПРОРАЧУН КРСТА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА.....	37
5.4. ПРОРАЧУН ИГЛИЧАСТОГ ЛЕЖАЈА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА	37
6. ЗАКЉУЧАК	40
ЛИТЕРАТУРА	41

1 УВОД

Зглобни преносници су једна посебна врста механизма који омогућавају преношење обртног момента и у случају када вратила, која се овим преносницима повезују, заузимају просторни угао који може да се мења у току времена. На овај начин ови механизми дозвољавају угаона и транслаторна померања [1].

Основни делови зглобних преносника су:

- зглобови,
- вратила и,
- понекад, помоћни лежајеви.

Вратила зглобних преносника се изводе као телескопска чиме се компензују транслаторна померања док зглобови компензују угаона померања. Помоћни лежајеви омогућавају да се дужина вратила смањи како би се избегла опасност од достигања критичног броја обртаја.

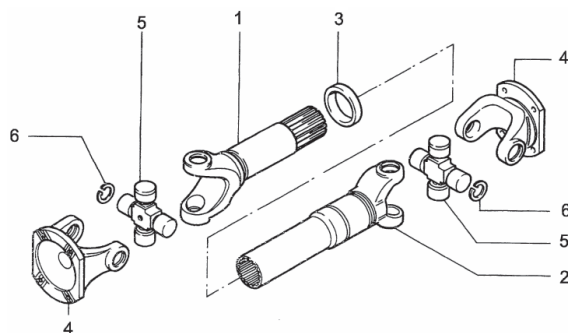
Зглобни преносници су нашли широку примену на моторним возилима. Основна примена је повезивање главног мењача са погонским мостом, или са разводником погона, и даље са предњим и задњим погонским мостом, односно за повезивање са свим погонским мостовима.

Зглобни преносници се користе и за повезивање погонских точкова са погонским мостом. Ако је примењен независни систем ослањања, зглобни преносници преузимају функцију погонских полувратила. Погон разних прикључних оруђа и машина на моторним возилима се остварује уз помоћ ових преносника. Такође се могу наћи и у систему за управљање, као и за пренос снаге на поједине посебне агрегате (пумпе, компресоре итд.).

Основни задаци зглобних преносника:

- Обезбеђење преношења обртног момента са погонског на вођено вратило при свим бројевима обртаја и угловима који могу да се јаве у експлоатацији.
- Обезбеђење што мирнијег преношења обртног момента, што значи и мање вредности динамичких оптерећења.
- Остваривање што већих степена корисности у целом опсегу радних углова.

На слици 1.1 приказани су елементи зглобног преносника.



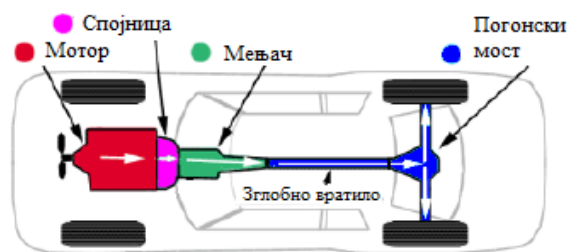
Слика 1.1 Елементи зглобног преносника: 1 - вратило, 2 - виљушка, 3 - куглични лежај, 4 - виљушка са прирубницом, 5 - крст 6 - игличасти лежај [1]

Зглобни преносници се могу изводити као отворени и затворени.

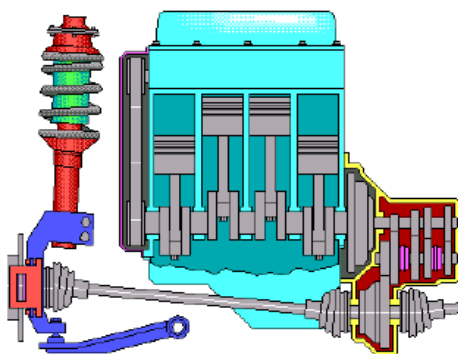
Затворени зглобни преносници, поред вратила и зглоба, укључују и облогу преносника која има задатак да обезбеди преношење реактивних сила са погонског моста на оквир возила. Ова облога се једним крајем чврсто везује за кућиште погонског моста, а другим крајем ослања на оквир возила преко једног посебног зглоба.

Зглобови се могу према начину рада поделити на еластичне, који основни задатак остварују захваљујући еластичним деформацијама материјала и на зглобне (шарнирне), које представљају зглобне механизме. Врло битна класификација зглобова је у односу на кинематику преношења обртног момента, односно равномерности броја обртаја зглобног вратила. Зглобови које обезбеђују константну односно сталну угаону брзину се називају синхрони, а оне које изазивају неравномерност угаоних брзина вратила, асинхрони. Асинхрони зглобови могу се изводити и као еластични и као зглобни, а синхрони само као зглобни.

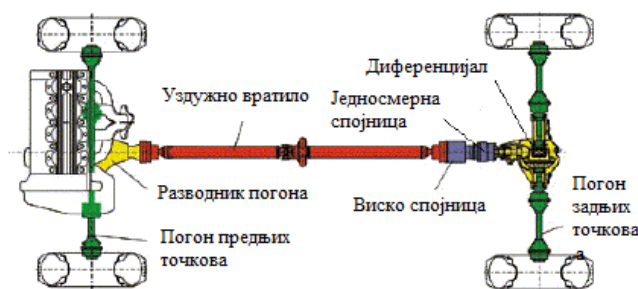
Примери примене зглобних преносника на возилу дати су на сликама 1.2, 1.3 и 1.4 [3].



Слика 1.2 Пример примене зглобних преносника у возилу са задњим погоном [3]



Слика 1.3 Пример примене зглобних преносника у возилу са предњим погоном [3]



Слика 1.4 Пример примене зглобних преносника у возилу са погоном на све тачкове [3]

1.1 СИНХРОНИ ЗГЛОБНИ ПРЕНОСНИЦИ

Ови зглобни преносници и при променљивим и релативно великим радним угловима обезбеђују константну или практично константну угаону брзину излазног вратила. Одликују се већом сложеностју, па тиме и производном технологијом и ценом. Ово је разлог зашто се ова врста зглобних преносника користи само тамо где се величина радних углова мења у већим границама. Синхрони зглобни преносници се користе првенствено на предњим погонским мостовима, као погонска полувратила [1].

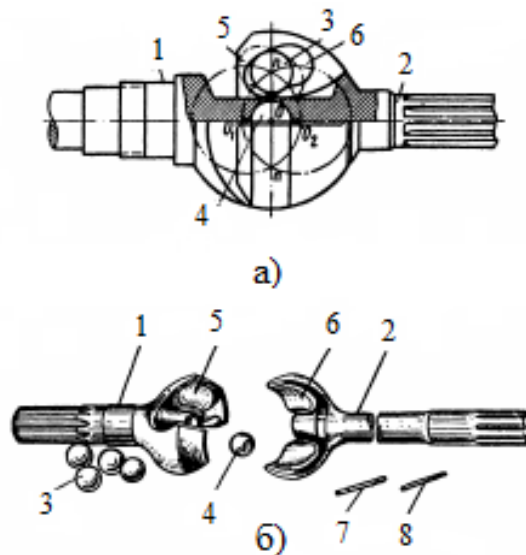
Услови за синхроност:

- Раван контакта улазног и излазног елемента мора бити у константном положају у простору.
- Раван контакта мора бити нормална на раван која пролази кроз осе вратила.
- Раван контакта мора да сече угао између оса на два једнака дела.

Данас су у широј примени конструкције синхроних зглобова са куглицама и подеоним жљебовима, са куглицама и подеоним полугама и зглобови кулисног типа.

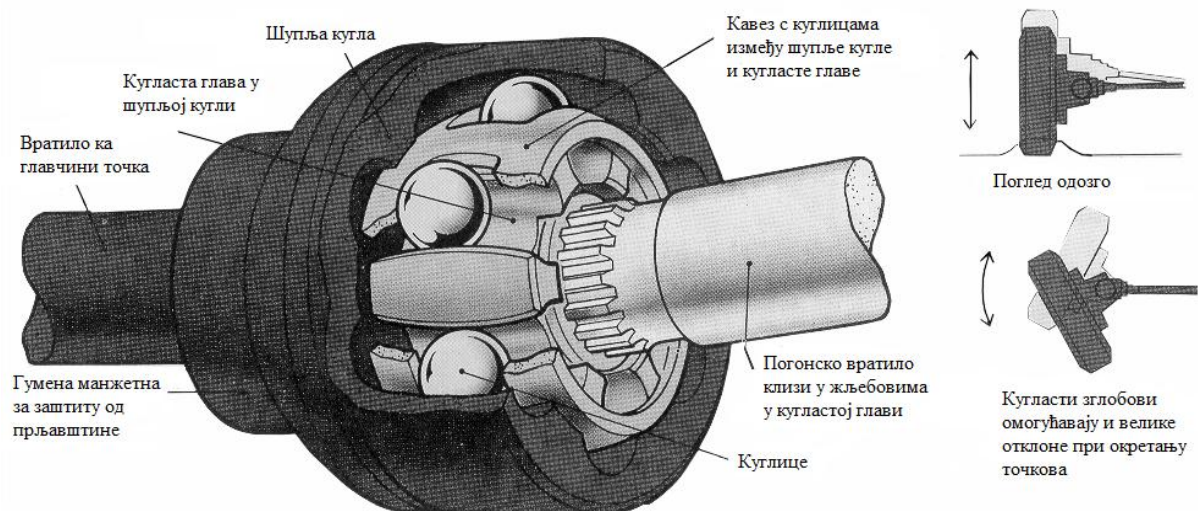
Код синхроног зглоба веза између два дела зглоба се остварује било помоћу куглица или помоћу кулисних површина, тако вођених или тако изведених да се ове тачке додира за сваку величину угла захвата увек доводе у симетралу у току целог обрта зглоба.

Конструкција једног синхроног зглоба са куглицама и подеоним жљебовима приказана је на слици 1.5 а) склопљени положај и б) расклопљени положај. Оптерећење од виљушке (1) ка виљушки (2) преноси се преко куглица (3) која се креће по криволинијским каналима (5) и (6), који су симетрично распоређени у нормалним равнинама виљушки.



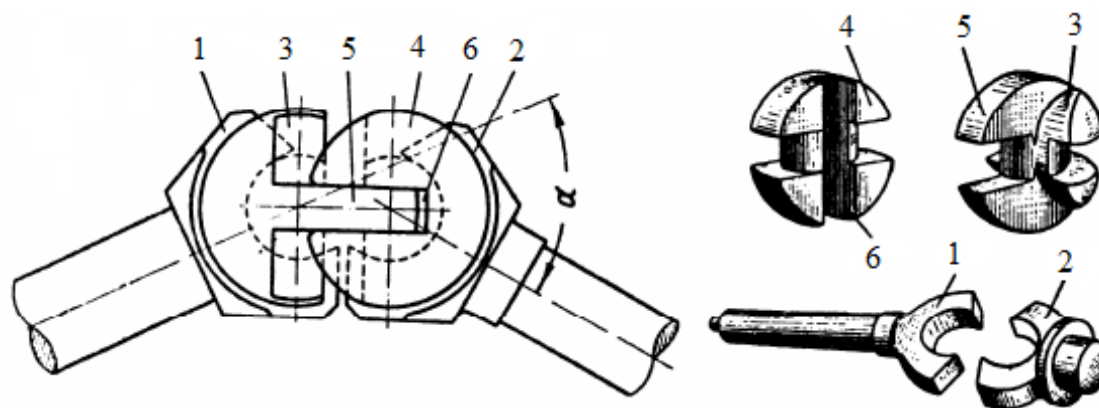
Слика 1.5 Синхрони зглоб са куглицама и подеоним жљебовима: а) склопљени положај, б) расклопљени положај, 1 и 2 - виљушке, 3 - куглица, 4 - централна куглица, 5 и 6 - криволинијски канали, 7 и 8 - осовинице [1]

На слици 1.6 приказана је синхрони зглоб са куглицама и подеоним полулама.



Слика 1.6 Синхрони зглоб са куглицама и подеоним полулама [1]

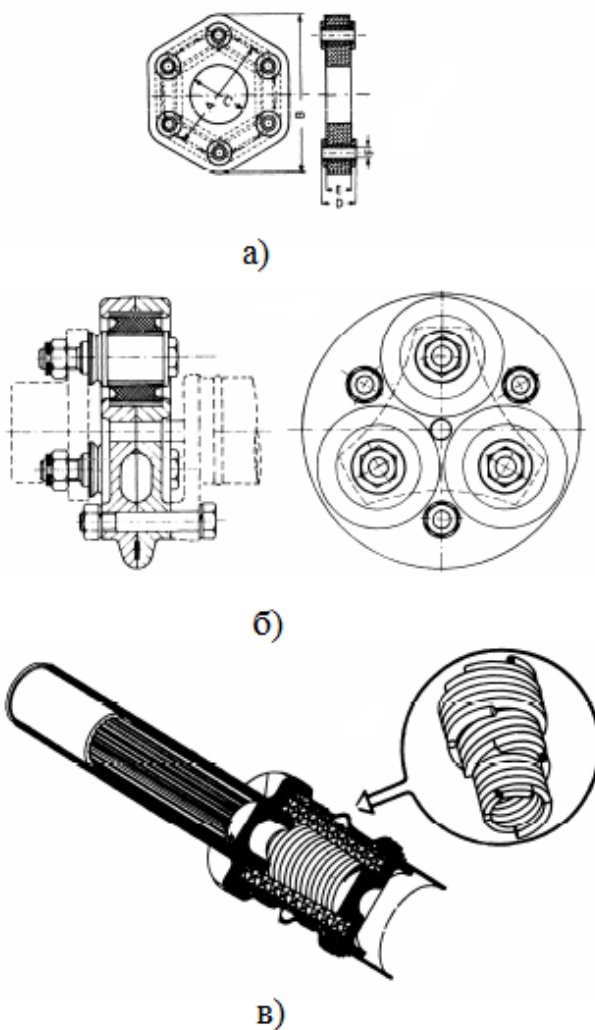
На слици 1.7 приказан је зглоб кулисног типа, која се састоји од четири дела, две виљушке (1) и (2) и два кулисна тела (3) и (4). Виљушке обухватају канале два кулисна тела која су спојена између себе преко испуста (5) и жљеба (6). Равни испуста и жљеба су нормалне у односу на канале и равни виљушке. Због великих клизних површина и потребе ефикасног подмазивања, уобичајено је да се цела конструкција затвара еластичним омотачем.



Слика 1.7 Синхрони зглоб кулисног типа: 1 и 2 - виљушке, 3 и 4 - кулисна тела, 5 - испуст, 6 - жљеб [1]

1.2 ЕЛАСТИЧНИ ЗГЛОБНИ ПРЕНОСНИЦИ

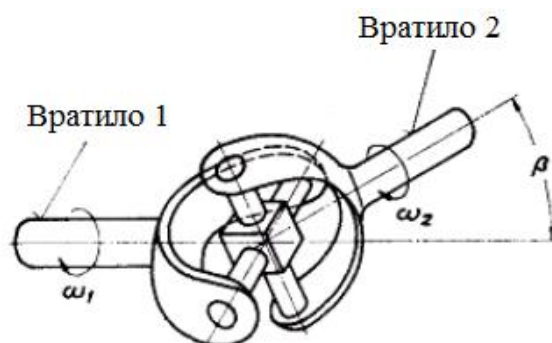
Код еластичних зглобни преносника преношење обртног момента обезбеђује се еластичним деформацијама одговарајућих елемената самог зглоба. Ове зглобове није потребно подмазивати. Могу да се поделе у две групе: еластичне зглобове са еластичним диском слика 1.8 а) и б) и зглобове са еластичним чаурама слика 1.8 в). Еластични диск се ради обично од специјалних пластичних материјала или гуме. Код еластични зглобова слика 1.8 в) еластичне елементе представљају три завојне опруге постављене једна преко друге и то тако да је смер навоја средње опруге супротан од смера навоја спољне и унутрашње опруге. Њихова примена је ограничена на оне случајеве где су радни углови релативно мали. Могу се ипак наћи код погонских полувратила малолитражних путничких возила код којих су точкови независно ослоњени.



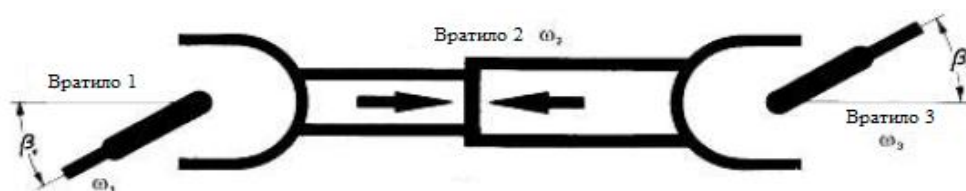
Слика 1.8 Зглобни преносници са еластичним зглобом: а) и б) - еластични зглобови са еластичним диском, в) - зглобови са еластичним чаурама [1]

2 АСИНХРОНИ ЗГЛОБНИ ПРЕНОСНИЦИ

Принцип рада асинхронних зглобног преносника дат је на сликама 2.1 и 2.2. Зглоб приказан на слици 2.1 омогућава компензацију угаоних разлика између агрегата које асинхрони зглобни преносник повезује. Код асинхроног зглобног преносника приказаног на слици 2.2 вратило је изведено као телескопско, то омогућава компензацију промена уздужних растојања између агрегата које повезује [3].



Слика 2.1 Зглобни асинхрони преносник са једним зглобом и два вратила $\omega_1 \neq \omega_2$ [3]



Слика 2.2 Зглобни асинхрони преносник са два зглоба и три вратила:
 $\omega_1 \neq \omega_2, \omega_2 \neq \omega_3, \omega_1 \neq \omega_3$ за $\beta_1 \neq \beta_3, \omega_1 = \omega_3$ за $\beta_1 = \beta_3$ [3]

На слици 2.3 дат је изглед асинхроног зглобног вратила. Главни функционални подсклопови овог вратила за случај примене међулежаја дати су на слици 2.4. Обавезни подсклоп зглобног преносника је зглоб, вратило је саставни део већине зглобних преносника док је улежиштење саставни део зглобног преносника само у неким случајевима. Вратило се по правилу изводи као телескопско.



Слика 2.3 Изгледи асинхроног зглобног вратила са и без телескопа [3]



Слика 2.4 Главни подсклопови асинхронног зглобног вратила уграђеног са међулежајем [3]

2.1 ЕЛЕМЕНТИ КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

2.1.1 Вратила карданског преносника

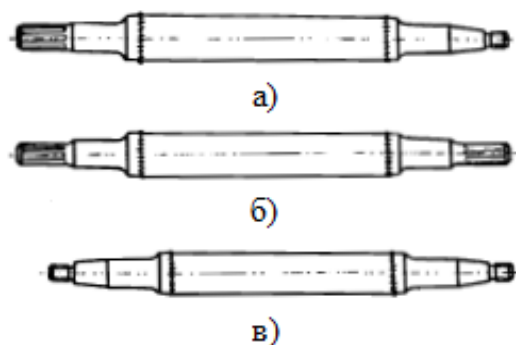
Вратила карданских преносника се нормално изводе као цеви танких зидова која се заваривањем спајају са виљушком карданског зглоба, односно одговарајућим прикључком. У случају да се кардански преносник користи као погонско полувратило, онда се обично изводи са пуним пресеком [4].

Вратило је елемент карданског преносника. Оно спаја два зглоба или зглоб са једним од агрегата система преноса снаге.

Конструкција вратила зависи од конструкције зглоба са којим се оно спаја, што утиче на облик виљушке и прирубнице, величина и стабилност растојања између центра зглоба и режима оптерећења. Вратило се обично састоји од неколико појединачних делова и то: централног дела и додатних елемената.

Централан део може да буде прстенастог и пуног кружног облика, квадратног или правоугаоног шупљег пресека.

На слици 2.5 приказане су најједноставније конструкције прстенастих вратила са различитим додатним елементима.



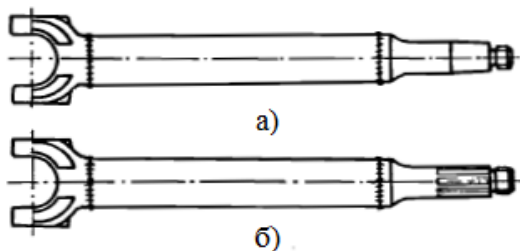
Слика 2.5 Вратила прстенастог пресека са различитим додатним елементима:
а) коничним, б) ожљебљеним, в) са коничним и ожљебљеним елементом [4]

Вратило са прирубницом и виљушком приказано је на слици 2.6.



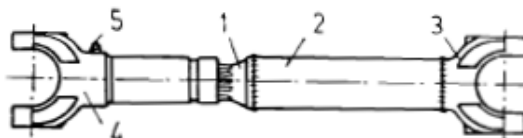
Слика 2.6 Вратило са прирубницом и виљушком [4]

Када је прирубница или виљушка растављива у односу на вратило иста се израђује са коничним или ожљебљеним додатком и навојем за учвршћивање додатног елемента слика 2.7.



Слика 2.7 Вратило са растављивим додатним елементима: а) коничним, б) ожљебљеним [4]

Данас је најраспрострањенија конструкција вратила са аксијалном могућношћу компензације као што је приказано на слици 2.8. Вратило (2) се састоји од додатка (1), виљушке (3). Виљушка (4) је са унутрашњим ожљебљењем, а млазница (5) служи да би се ожљебљене везе подмазивале.



Слика 2.8 Вратило са аксијалном компензацијом: 1 - додатак, 2 - вратило, 3 - виљушка, 4 - виљушка са унутрашњим ожљебљењем, 5 - млазница [4]

Вратило зглобног преносника које укључује асинхроне зглобове изложено је дејству променљивим динамичким моментима. Овај момент може да доведе до врло неповољних торзионих осцилација, које изазивају допунска оптерећења на свим елементима трансмисије преко којих се обртни момент преноси. Смањивање неповољних утицаја ове појаве може да се најефикасније оствари смањивањем радног угла асинхроног зглоба или најбоље коришћењем синхроног зглоба. Врло повољни ефекти се остварују повећањем крутости самог вратила зглобног преносника или уградњом у преносни систем једног допунског еластичног зглоба који поседује својства пригушивача.

Вратила се израђују од без шавних цеви дебљине $1,5 \div 3,0$ mm код путничких возила, $3,0 \div 5,0$ mm код теретних возила до 18 тона, укупне тежине код одговарајућих аутобуса, а код специјалних теретних тешких возила од цеви $6,0 \div 12,5$ mm при спољашњем пречнику од 120 до 170 mm. Димензије пресека су углавном стандардизоване. Ожљебљени крајеви се израђују од челика каљењем. Тврдоћа површинског слоја износи 44,5 ... 46,5 HRC.

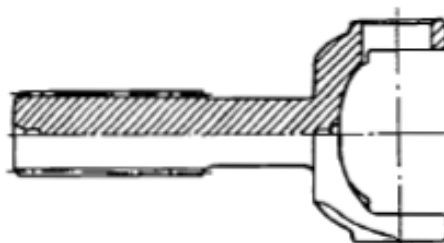
Карданска вратила се динамички уравнотежавају. Ако се карданско вратило састоји од два вратила уравнотежују се заједно. Дозвољена заостала неуравнотеженост карданског вратила или на месту помоћног улежиштењу код преносника са три зглоба оцењује се дебалансом, одређеним односом обртног момента према маси карданског преносника и броју зглобова.

Максимална дозвољена специфична заостала неуравнотеженост карданског вратила или код помоћног улежиштења преносника са три зглоба не би требало да буде веће од 0,6 mNm/kg код система преноса снаге путничког возила теретна возила мале носивости (до 1 тоне), мали аутобуси, а 1,0 mNm/kg код система преноса снаге осталих возила. Карданска вратила уравнотежују се у области од 1000 до 6000 о/min, што је довољно с обзиром на области примене код моторних возила.

Главни део вратила обично се израђује од нискоугљеничних добро заварених челика за цементацију Č.1120 и Č.1220 и челика за побољшавање Č.1430 и Č.4130. Наставци - прирубнице вратила се израђују се од челика за побољшавање Č.1431 и Č.1530 односно Č.1531, који се затим опуштају и кале струјом високе фреквенције. Ожљебљени наставци који чине покретан спој израђују се од легираних челика Č.4130 и Č.4732 или других добро заварених и на хабање отпорних.

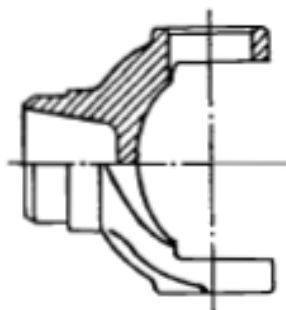
2.1.2 Виљушке карданског преносника

Зглобни преносници са више вратила имају виљушке са ожљебљењем на крају, а у средњем делу цилиндрични облик, слика 2.9. Код путничких возила и теретних возила мале носивости код оваквих виљушки однос средњих дужина ожљебљења и максималног пречника износи $2 \div 3$.



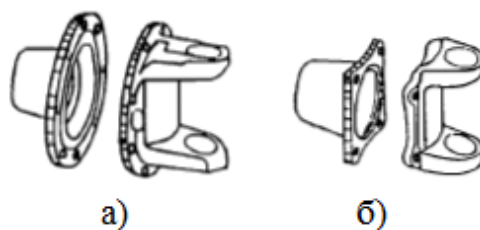
Слика 2.9 Клижућа виљушка са спољним ожљебљењем [4]

Виљушка која се заварује на вратило, слика 2.10 има појас за центрирање вратила. Овај појас се бира тако да буде обезбеђена могућност спајања вратила.



Слика 2.10 Виљушка која се заварује на вратило [4]

Виљушка са прирубницом обезбеђује спајање вратила са другим елементима система преноса снаге који такође имају прирубницу. Конструкција виљушке са кружном прирубницом је приказана на слици 2.11 а), а са правоугаоном прирубницом слика 2.11 б).

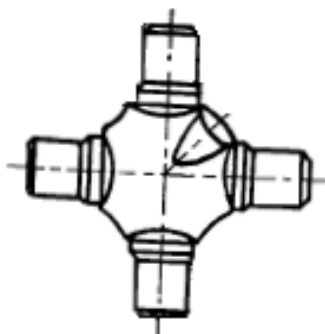


Слика 2.11 Виљушка са: а) кружном прирубницом, б) правоугаоном прирубницом [4]

Виљушке зглобова се израђују од средње угљеничних челика за побољшавање $\check{C}.1430$, $\check{C}.1431$ и $\check{C}.1730$ као и легираног челика $\check{C}.4130$ и $\check{C}.5430$. После механичке обраде врши се каљење и опуштање до тврдоће $HV\ 210 \div 280$. Примењује се такође и челик $\check{C}.4320$ који се после цементације такође подвргава каљењу и опуштању до тврдоће $HRC\ 58 \div 65$.

2.1.3 Крст карданског преносника

Крст се у току рада стално заокреће за неки угао (у једну и другу страну), што изазива променљивост, односно неравномерност броја обртаја [4]. На слици 2.12 приказан је карданов крст [5].

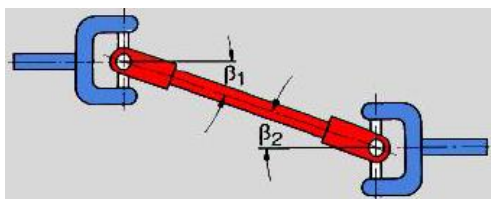


Слика 2.12 Карданов крст [5]

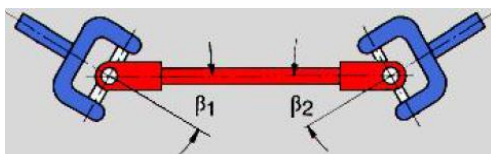
Крст кардана се израђује се од легираних челика $\check{C}.4320$, $\check{C}.4321$, $\check{C}.5421$ и других. Рукавци крста се цементирају на дубини $0,8 \div 1,5\ mm$, а касније се кале и опуштају до тврдоће $HRC\ 58 \div 65$. Осим ових примењују се такође и челици $\check{C}.4145$ и $\check{C}.4146$ [4].

2.2 КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА АСИНХРОНИХ ЗГЛОБНИХ ПРЕНОСНИКА

Код асинхроних зглобних преносника са два зглоба и једним вратилом у пракси су у примени Z распоред и W распоред који су приказани на сликама 2.13 и 2.14. Z распоред користи се за повезивање дезаксијалних агрегата, а W распоред у случају потребе заобилажења неког елемента возила [3].

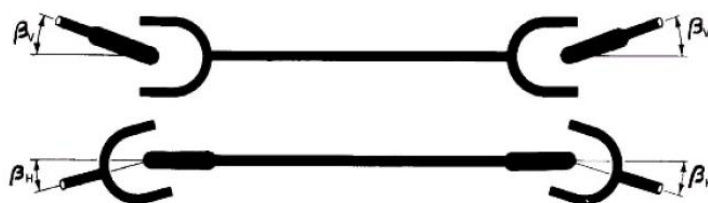


Слика 2.13 Z распоред асинхроног зглобног преносника [3]



Слика 2.14 W распоред асинхроног зглобног преносника [3]

На слици 2.15 приказано је карданско вратило са радним угаом у вертикалној и хоризонталној равни.



Слика 2.15 Карданско вратило са радним угаом у вертикалној и хоризонталној равни [3]

Резултујући радни угао β_R рачуна се према изразу:

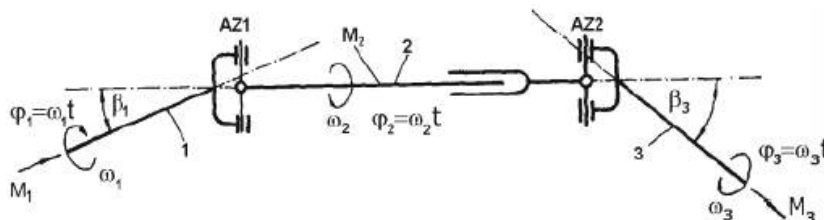
$$\operatorname{tg} \beta_R = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta_H + \operatorname{tg}^2 \beta_V + \operatorname{tg} \beta_H \cdot \operatorname{tg} \beta_V}. \quad (2.1)$$

За углове до 15° довољно је тачан и израз:

$$\operatorname{tg} \beta_R \cong \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta_H + \operatorname{tg}^2 \beta_V}. \quad (2.2)$$

2.2.1 Кинематика зглобних преносника у општем случају асинхроних

Кинематика асинхроног зглобног преносника у општем случају размотрена је на основу слике 2.16.



Слика 2.16 Кинематска шема асинхроног зглобног преносника у општем случају:
 t - време, β - радни угао зглоба, φ - угао обртања, ω - угаона брзина, M - обртни момент,
 1 - индекс за погонско (улазно) вратило, 2 - индекс за преносно вратило, 3 - индекс за
 вођено (излазно) вратило [3]

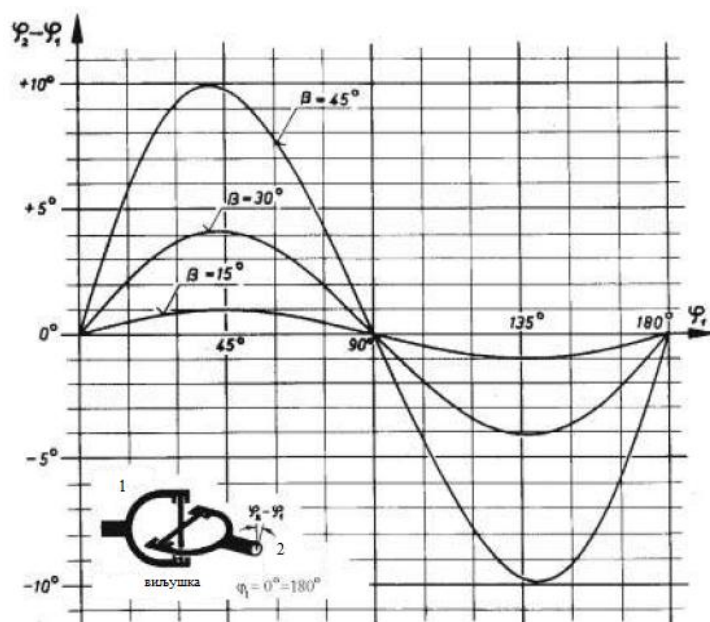
Претпоставља се да је угаона брзина ω_1 погонског вратила 1 константна. Тада угао обртања φ_1 погонског вратила 1 расте линеарно са временом t . Угао обртања преносног вратила φ_2 одређен је релацијом:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \beta_1}. \quad (2.3)$$

Углови φ_2 и φ_1 су једнаки за вредности $\operatorname{tg} \varphi$ на које вредности радног угла β не утичу, а то су углови за које је $\operatorname{tg} \varphi = 0$ или $\operatorname{tg} \varphi = \infty$.

$$\varphi_1 = 0 \pm k\pi \text{ и } \varphi_1 = \frac{\pi}{2} \pm k\pi. \quad (2.4)$$

На слици 2.17 приказана је графички зависност разлике углова φ_2 и φ_1 у функцији угла φ_1 , а за различите вредности радног угла β на основу израчунавања према изразу (2.3). При положају виљушача зглоба какве су дате на слици 2.17 угао φ_2 расте брже од угла φ_1 до вредности $\varphi_1 \approx \pi/4$, затим угао φ_1 расте брже од угла φ_2 до вредности $\varphi_1 \approx 3\pi/4$ и на крају опет угао φ_2 расте брже од угла φ_1 . За вредности $\varphi_1 = 0$, $\varphi_1 = \pi/2$, $\varphi_1 = \pi$ углови φ_2 и φ_1 су исти.



Слика 2.17 Графичка зависност разлике углова φ_2 и φ_1 у функцији угла φ_1 а за различите вредности радног угла β : 1 - погонско вратило, 2 вођено вратило [3]

Пошто се виљушке на вратилу 2 налазе у истој равни, угао обртања вратила 3 одређен је релацијом:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cdot \cos \beta_3. \quad (2.5)$$

Одавде следи:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \frac{\cos \beta_3}{\cos \beta_1}. \quad (2.6)$$

За зглобне преноснике код којих су радни углови зглоба на улазу и излазу исти, чему се код пројектовања тежи, важи:

$$\beta_1 = \beta_3 \Rightarrow tg\varphi_3 = tg\varphi_1 \Rightarrow \varphi_3 = \varphi_1. \quad (2.7)$$

Из једначине (2.3) диференцирањем по времену t могу се израчунати односи угаоних брзина ω_2 и ω_1 :

$$\frac{1}{\cos^2\varphi_2} \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{1}{\cos\beta_1} \cdot \frac{1}{\cos^2\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt}. \quad (2.8)$$

Како су:

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2 \text{ и } \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1, \quad (2.9)$$

следи:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos\beta_1} \cdot \frac{\cos^2\varphi_2}{\cos^2\varphi_1}. \quad (2.10)$$

Користећи познате смене:

$$\cos^2\varphi_2 = \frac{1}{1 + tg^2\varphi_2} \text{ и } \cos^2\varphi_1 = \frac{1}{1 + tg^2\varphi_1}. \quad (2.11)$$

Израз (2.10) се трансформише у:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos\beta_1} \cdot \frac{1 + tg^2\varphi_1}{1 + tg^2\varphi_2}. \quad (2.12)$$

Користећи релацију (2.3) након сређивања добија се:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos\beta_1} \cdot \frac{(1 + tg^2\varphi_1) \cdot \cos^2\beta_1}{\cos^2\beta_1 + tg^2\varphi_1}. \quad (2.13)$$

Користећи смену:

$$\cos^2\beta_1 = 1 - \sin^2\beta_1, \quad (2.14)$$

у изразу (2.13) након сређивања добија се коначно:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\beta_1}{1 - \cos^2\varphi_1 \cdot \sin^2\beta_1}. \quad (2.15)$$

Израз (2.12) може да се трансформише елиминишући угао φ_1 па се на сличан начин добија:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1}{\cos\beta_1} \cdot (1 - \sin^2\varphi_2 \cdot \sin^2\beta_1). \quad (2.16)$$

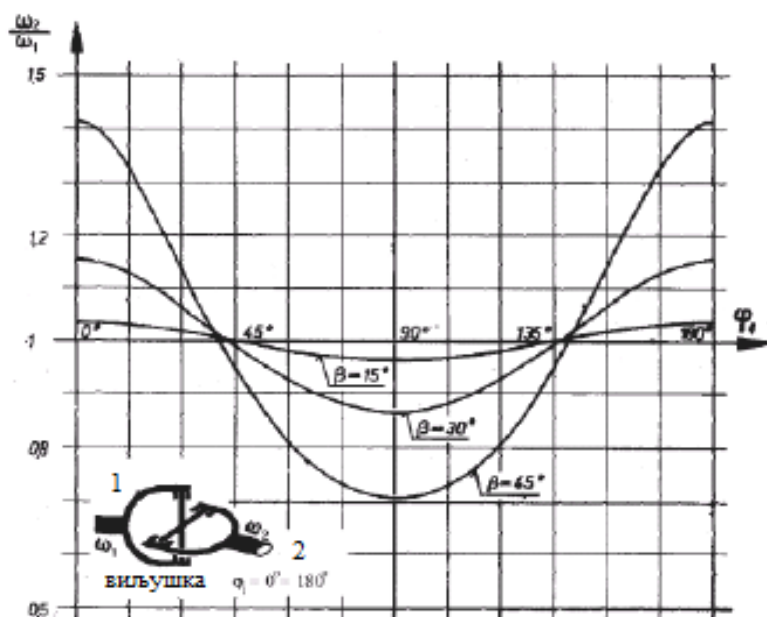
Релације (2.15) и (2.16) погодне су за анализу односа угаоних брзина. Из израза (2.16) за вредност $\sin\varphi_2 = 0$ добија се максимална вредност односа брзина ω_2 и ω_1 :

$$\frac{\omega_{2max}}{\omega_{1max}} = \frac{1}{\cos\beta_1}. \quad (2.17)$$

Из израза (2.15) за вредност $\cos\varphi_1 = 0$ добија се минимална вредност односа брзина:

$$\frac{\omega_{2min}}{\omega_{1min}} = \cos\beta_1. \quad (2.18)$$

На слици 2.18 дата је графичка зависност односа улазне и излазне угаоне брзине од вредности угла φ_1 а за различите вредности радног угла β .



Слика 2.18 Графичка зависност односа улазне и излазне угаоне брзине од вредности угла φ_1 а за различите вредности радног угла β : 1 - погонско вратило, 2 вођено вратило [3]

Диференцирањем једначине (2.6) и аналогним поступком могу се добити изрази за максималне односе угаоних брзина ω_3 и ω_1 :

Уз претпоставку $\beta_3 > \beta_1$ важи:

$$\beta_3 > \beta_1, \quad \frac{\omega_{3max}}{\omega_{1max}} = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_3} \quad \text{и} \quad (2.19)$$

$$\beta_3 > \beta_1, \quad \frac{\omega_{3min}}{\omega_{1min}} = \frac{\cos\beta_3}{\cos\beta_1}. \quad (2.20)$$

2.2.2 Динамичка оптерећења асинхронних зглобних преносника

Ако се занемаре губитци који су у зглобним преносницима врло мали, тада је снага у целом зглобном преноснику константна. Математички то се може написати:

$$P_{AZ1} = P_{AZ2} = P_{AZ3}. \quad (2.21)$$

Одавде следи:

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2 = M_3 \cdot \omega_3. \quad (2.22)$$

Даље следи:

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad \frac{M_3}{M_1} = \frac{\omega_1}{\omega_3}. \quad (2.23)$$

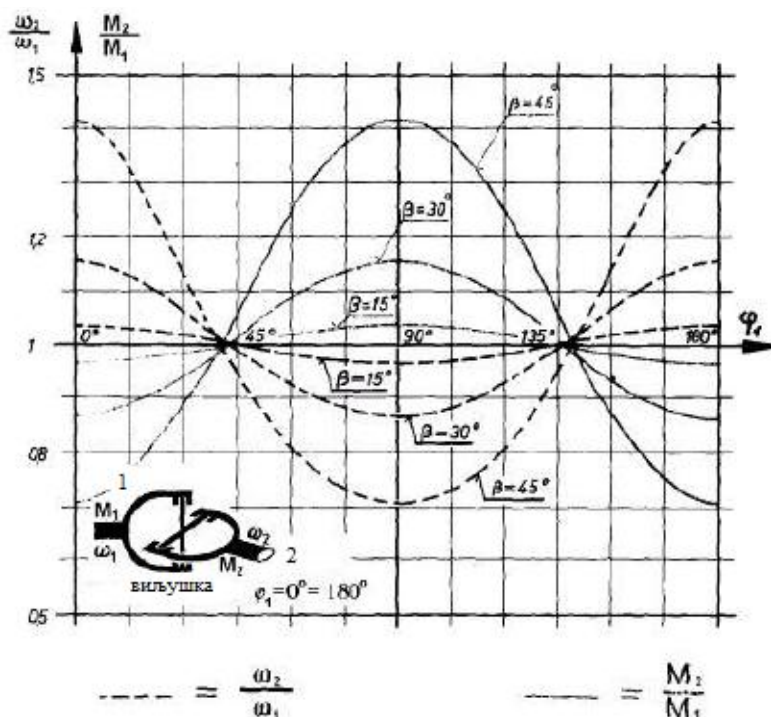
Аналогно ранијим извођењима може се написати даље да је однос улазног и излазног момента за зглоб:

$$\frac{M_{2max}}{M_{1min}} = \frac{1}{\cos\beta_1}, \quad \frac{M_{2min}}{M_{1min}} = \cos\beta_1. \quad (2.24)$$

За вратило са два зглоба уз $\beta_3 > \beta_1$ важи:

$$\beta_3 > \beta_1, \quad \frac{M_{3max}}{M_{1max}} = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_3}, \quad \frac{M_{3min}}{M_{1min}} = \frac{\cos\beta_3}{\cos\beta_1}. \quad (2.25)$$

На слици 2.19 приказана је графичка зависност односа улазног и излазног обртног момента од вредности угла φ_1 а за различите вредности радног угла β .

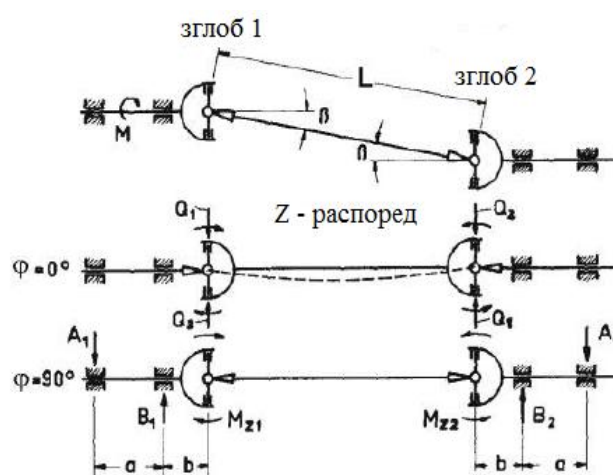


Слика 2.19 Графичка зависност односа улазног и излазног обртног момента од вредности угла φ_1 а за различите вредности радног угла β : 1 - погонско вратило, 2 вођено вратило [3]

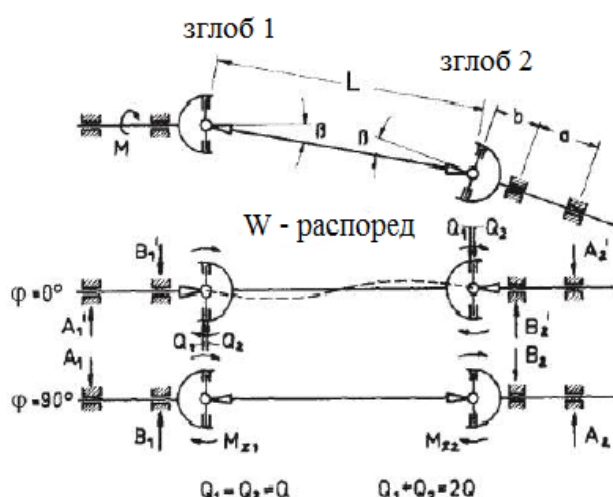
Поред обртних момената које зглобно вратило преноси као елеменат система преноса снаге и додатних обртних момената који се појављују као последица радног угла зглобног преносника и чији је ток дат на слици 2.19, зглобни преносник оптерећен је и следећим додатним динамичким моментима:

- торзиони моменти изазвани торзионим осцилацијама које су последица кинематике зглобног преносника у случају $\beta_1 \neq \beta_3$,
- торзиони моменти изазвани торзионим осцилацијама другог реда због сталне неравномерности обртања елемената зглобног преносника при постојању радног угла и момената инерције елемената зглобног преносника и
- секундарни моменти савијања који су одређени реакцијама улежиштења.

На сликама 2.20 и 2.21 дати су секундарни моменти савијања и реакције у лежиштима за Z и W распоред зглобова и карактер деформација зглобног вратила које су изазване овим моментима и силама.



Слика 2.20 Деловање секундарних момента савијања и реакције у лежиштима за Z распоред зглобова и карактер деформација зглобног вратила које су изазване овим моментима и силама [3]



Слика 2.21 Деловање секундарних момента савијања и реакције у лежиштима за W распоред зглобова и карактер деформација зглобног вратила које су изазване овим моментима и силама [3]

3 КРИТИЧАН БРОЈ ОБРТАЈА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

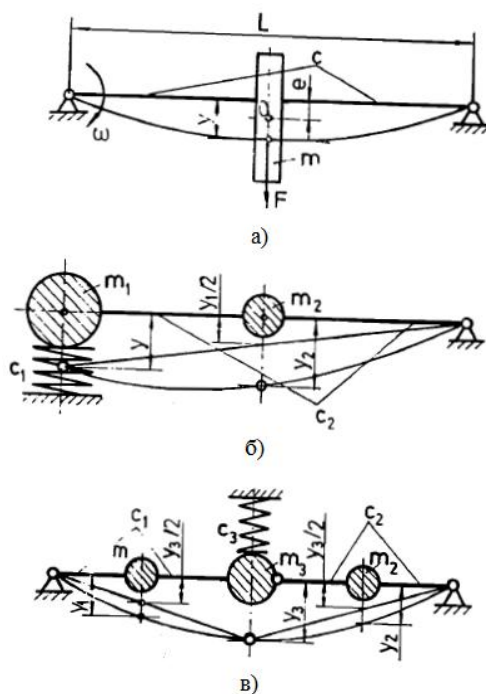
Углови постављања карданских преносника услед могућности разарања иглица игличастих лежајева не би требали да буду мањи од 1° , а при нормалним статичким оптерећењима не би требало да буду већи од $4 \div 6^\circ$. При промени радног угла од 4° до 16° век трајања иглица игличастог лежаја се смањује до 4 пута [4].

Карданско вратило се прорачунава и димензионише у односу на његову критичну угаону брзину односно појаву резонанце. Осим тога, вратило се проверава у односу на увијање и савијање при максималном моменту, док се ожљебљени део вратила проверава на површински притисак и смицање.

Повећавањем брзине обртања јављају се попречне осцилације карданског вратила због тога што се оса обртања не поклапа са одговарајућом осом карданског вратила.

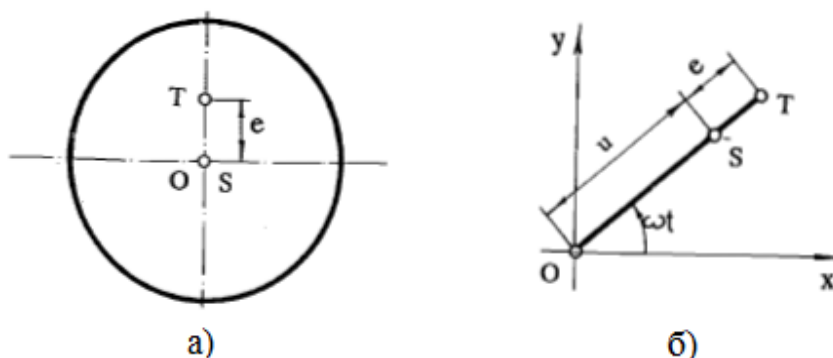
Критичан број обртаја вратила одговара услову када се осцилације изазване неуравнотеженошћу или ексцентрицитетом самог вратила поклопе са сопственим осцилацијама система. Величина овог броја обртаја зависи од конструкције вратила, његових димензија начина улежиштења. За практичан рад могу се користити изрази који се добијају преко равнотеже центрифугалне силе изазване ексцентрицитетом, односно неуравнотеженошћу и силе еластичности вратила која се овој супротставља, а чија је вредност пропорционална тако оствареном угибу.

Да би се одредио критичан број обртаја карданског вратила разматра се вратило које је слободно ослоњено на крутим зглобовима слика 3.1 а). Маса вратила m је концентрисана у тачки O , која је ексцентрична у односу на осу обртања (e - ексцентрицитет).



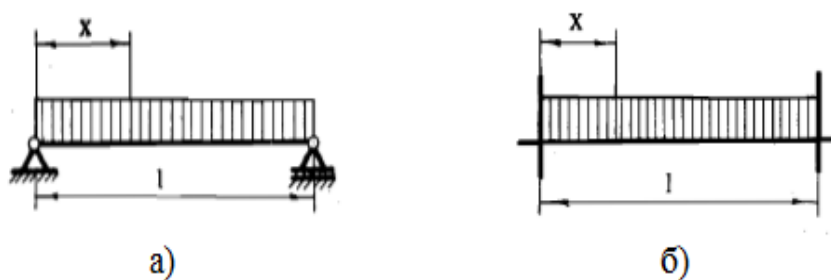
Слика 3.1 Шематски приказ за одређивање критичних бројева обртаја: а) са крутим ослоном, б) са једним крутим и једним еластичним ослоном, в) са еластичним помоћним улежиштењем и два вратила [4]

На слици 3.2 приказана је ексцентричност: а) недеформисаног вратила, б) деформисаног вратила.



Слика 3.2 Ексцентричност: а) недеформисаног вратила, б) деформисаног вратила, O - оса вратила или средиште лежишта вратила, T - тежиште, S - средиште вратила при обртању [5]

На слици 3.3 приказана је греда као модел карданског вратила: а) ослоњена, б) укљештена.



Слика 3.3 Греда као модел карданског вратила: а) ослоњена, б) укљештена [5]

Центрифугална сила одређена је изразом:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot (e + y), \quad (3.1)$$

где је:

y - угиб вратила под дејством центрифугалне сила F .

Центрифугална сила уравнотежава се силом еластичности вратила тј.

$$P = c \cdot y, \quad (3.2)$$

где је:

c - попречна крутост вратила.

За вратило са равномерно распоређеном масом и слободно у ослонцима попречна крутост износи:

$$c = \frac{384}{5} \cdot \frac{E \cdot J}{L^3}, \quad (3.3)$$

где је:

E - модул еластичности ($E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа) и

J - момент инерције вратила:

$$J = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64}. \quad (3.4)$$

При $F = P$, тј.

$$m \cdot \omega^2 \cdot (e + y) = c \cdot y, \quad (3.5)$$

биће:

$$y = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot e}{c - m \cdot \omega^2}. \quad (3.6)$$

Усвајањем да се при критичној угаоној брзини вратило разара, тј. при услову $y \rightarrow \infty$ биће:

$$c - m \cdot \omega_{kr}^2 = 0, \quad (3.7)$$

$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (3.8)$$

За вратило са прстенастим попречним пресеком биће:

$$m = 0,25 \cdot [\pi \cdot (D^2 - d^2)] \cdot L \cdot \frac{\gamma}{g}, \quad (3.9)$$

где је:

D и d - спољашњи и унутрашњи пресек вратила (m),

L - дужина вратила (m),

γ - густина ($\gamma = 8,1 \cdot 10^{-2}$ N/cm³) и

g - 981 cm/s².

После одговарајућих замена, а водећи рачуна да је:

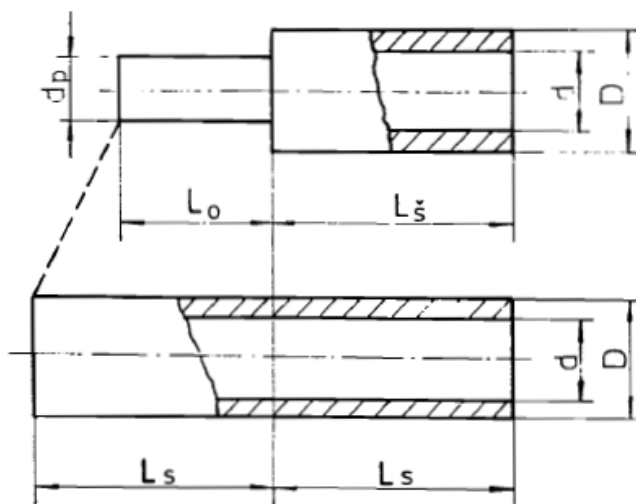
$$\omega_{kr} = \frac{\pi \cdot n_{kr}}{30}, \quad (3.10)$$

- за шупље вратило слободно у ослонцима добија се:

$$n_{kr} \approx 12 \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} = 1,185 \cdot 10^7 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}. \quad (3.11)$$

Дужина вратила које је слободно у ослонцима, одговара дужини између центара карданског зглоба.

У случају да вратило карданског преносника има различите пресеке (пун, прстенасти, ожљебљени део) - прорачун критичног броја се врши на основу редуковане дужине L_{re} . За одређивање L_{re} користи се слика 3.4, где пуни део има пречник d_p и дужину L_o , а шупљи пречник D и d као и дужине L_s .



Слика 3.4 Карданска вратила са различитим пресецима [4]

Пуни део вратила се своди на шупље вратило d и D на основу једнакости критичног броја обртаја стварног и редукованог дела вратила тј:

$$n_k = 1,185 \cdot 10^7 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l_s} = 1,185 \cdot 10^7 \cdot \frac{d_s}{L_o}, \quad (3.12)$$

одакле се добија дужина (cm):

$$l_s = \frac{L_o \cdot \sqrt{D^2 + d^2}}{d_s}. \quad (3.13)$$

Редукована дужина вратила је:

$$L_{re} = L + l_s - L_o. \quad (3.14)$$

Критичан број обртаја карданског вратила тј. када вратило постаје динамички нестабилно одређује се следећим изразима за:

- шупље вратило:

$$n_k = \eta \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}, \quad (3.15)$$

- за пуно вратило:

$$n_k = \eta \cdot \frac{D}{L^2}, \quad (3.16)$$

где је:

$\eta = 12 \cdot 10^6$ за вратило слободно у ослоњцима, при чему је дужина L - растојање између центара карданског зглоба,

$\eta = 27,5 \cdot 10^6$ за вратило укљештено у ослоњцима, при чему је дужина L - растојање од средине вратила до средишта лежишта,

D - спољни пречник вратила (cm),

d - унутрашњи пречник вратила (cm) и

L - растојање између центра кардана (cm).

Однос критичних бројева обртаја вратила престенастог и пуног кружног пресека истих спољашњих пречника D износи $(D^2 + d^2)^{1/2} \cdot D^{-1}$, што значи да је критичан број обртаја за шупље вратило већи од критичног броја обртаја за пуно вратило. Узрок овоме је мања маса шупљег вратила. Ако се смањи дужина L , повећањем спољашњег пречника и смањењем дебљине шупљег вратила повећава се критичан број обртаја. Израчунати критичан број обртаја је теоријска величина.

Стварни критични број обртаја карданског вратила је обично мањи од рачунског, како због неуравнотежености тако и због похабаности ожљебљених веза. Одговарајући поправни коефицијент за нови зглобни кардански преносник износи $k_n = 0,90 \div 0,95$. С обзиром на претходно, стварни критични број обртаја карданског вратила одређен је изразом:

$$n'_k = k_n \cdot n_k. \quad (3.17)$$

У случају веће похабаности ожљебљених спојева, коефицијент k_n се смањује и до $k_n = 0,7 \div 0,8$.

Величина n'_k треба да буде већа од n_{max} тј. броја обртаја карданског вратила који одговара максималној брзини кретања возила тј.

$$n'_k = (1,2 \div 2,0) \cdot n_{max}. \quad (3.18)$$

Дозвољена дужина карданског вратила L_{max} као и димензије његовог пресека одређују се на следећи начин:

- Одређује се прорачунски момент M_k^R (Nm) на карданском вратилу за случај највећег преносног односа.
- Одређивање максималне учестаности обртања (min^{-1}) карданског вратила:

$$n_{max} = \frac{2,65 \cdot v \cdot i}{r_d}, \quad (3.19)$$

где је:

v - максимална брзина возила (km/h),

i - преносни однос од карданског вратила до погонских точкова и

r_d - динамички полупречник точкова (m).

- Бирају се димензије спољашњег и унутрашњег пречника карданског вратила.
- Одређује се дозвољена дужина карданског вратила (cm), при чему максимална учестаност обртања карданског вратила n_{max} задовољава услов:

$$\frac{n_{max}}{n_k} \leq 0,7, \quad (3.20)$$

па је:

$$\frac{1,185 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{D^2 + d^2}}{L_{max}^2} \leq \frac{n_{max}}{0,7}, \quad (3.21)$$

односно:

$$L_{max} = \sqrt{\frac{0,83 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{D^2 + d^2}}{n_{max}}}. \quad (3.22)$$

где су:

D и d (cm).

4 ПРОРАЧУН ЕЛЕМЕНАТА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

4.1 ОПТЕРЕЋЕЊЕ И ДЕФОРМАЦИЈЕ КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

Обртни момент за нормалне експлоатационе услове, у односу на максимални момент мотора [2]:

$$M_k = M_{emax} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{max}}, \quad (4.1)$$

где је:

M_{emax} - максимални момент мотора,

i_{tr} - преносни однос трансмисије до карданског преносника,

η_{tr} - степен корисности трансмисије до карданског преносника и

α_{max} - максимални угао заокретања улазног вратила.

Обртни момент на карданском преноснику, у односу на максимални момент који може да се пренесе кроз трансмисију:

$$M_{kmax} = M_{emax} \cdot \beta \cdot i_{tr}, \quad (4.2)$$

где је:

β - коефицијент спојнице.

Момент који оптерећује карданско вратило, а зависи од реакција на точку возила:

$$M_k = \frac{\varphi \cdot Z_\varphi \cdot r_d}{\eta_o \cdot i_{tr}}, \quad (4.3)$$

где је:

φ - коефицијент пријањања,

Z_φ - динамичка реакција на точку,

r_d - динамички полупречник точка и

η_o - механички степен корисности главног преносника и погонске осовине.

Овако дефинисани обртни моменти не обезбеђују потребну поузданост у експлоатацији, па се коригује преко:

K_1 - коефицијента динамичких оптерећења, $K_1 = 1,25 \div 2$,

K_2 - коефицијента времена експлоатације, зависи од предвиђеног броја часова експлоатације, $K_2 = 1 \div 1,44$ и

K_3 - коефицијента који зависи од величине радног угла α , $K_3 = 1 \div 1,65$ (за $\alpha = 3^\circ \div 15^\circ$).

Прорачунски момент који преноси кардански преносник:

$$M_k^R = M_{kmax} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \quad (4.4)$$

На основу познате рачунске вредности момента може се извршити процена угла увијања преносног вратила, према изразу:

$$\theta = M_k^R \cdot \frac{1824 \cdot l}{\pi \cdot G \cdot (D^4 - d^4)} \leq (3 \div 8^\circ), \quad (4.5)$$

где је:

l - дужина вратила,

G - модул клизања ($G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа) и

D и d - спољашњи и унутрашњи пречник вратила.

Механички степен корисности карданског преносника је функција трења у лежиштима кардановог зглоба и радијуса обртања виљушке кардановог зглоба, положаја вратила и радијуса рукавца крстастог зглоба.

Коефицијент трења μ , зависи од стања кардановог зглоба и тешко га је одредити, па се обично само даје у функцији радног угла α : $\eta_k = \eta_k \alpha = 0,996 \div 0,906$, $\eta_k 5^\circ = 0,996$, $\eta_k 25^\circ = 0,906$.

4.2 ПРОРАЧУН ВРАТИЛА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

Вратило се у односу на прорачунски момент димензионише према напону на увијање датим изразима [2]:

- пуно вратило:

$$\tau_t = \frac{M_k^R}{0,2 \cdot d^3} \leq 250 \text{ МПа}, \quad (4.6)$$

- вратило прстенастог попречног пресека:

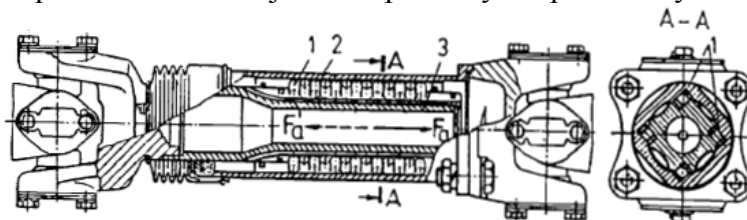
$$\tau_t = \frac{16 \cdot D \cdot M_k^R}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} \leq 250 \text{ МПа}. \quad (4.7)$$

За компензацију промене дужине карданског преносника у току кретања моторног возила предвиђене су телескопске обичне ожљебљене везе. При померању ожљебљене везе која је оптерећена обртним моментом јавља се аксијална сила трења F_a [4].

Постојање већих аксијалних сила на релативно малој површини ожљебљења условљава интензивно хабање тих површина, што доводи до повећања неуравнотежености и појава вибрација.

У циљу умањења аксијалних сила и хабања тарућих површина крај карданског вратила са ожљебљењем је добро поставити што даље од задњег моста, а ближе помоћном лежају или механичком преноснику. Смањење аксијалних сила повезано је са смањењем коефицијента трења у жљебовима путем побољшања подмазивања, повећањем тврдоће и квалитета обраде радних површина ожљебљења.

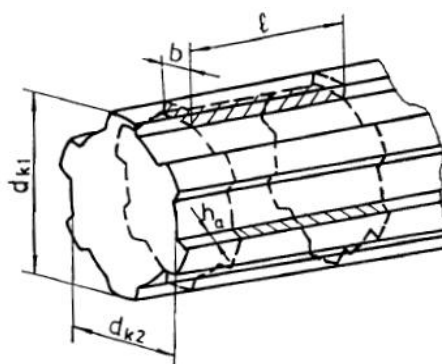
Знатно смањење аксијалног оптерећења могуће је при замени трења клизања трењем котрљања тј. постављањем у жљебове куглица слика 4.1. Оваква конструкција је посебно интересантна ако се зглобни преносник користи на погонским точковима. Саосност осе ожљебљене виљушке и ожљебљеног вратила обезбеђује се центрирањем површина. При томе у циљу смањења притиска између површина трења као и њиховог хабања радне дужине жљебова l према њиховом највећем пречнику D треба да буде већа од 2.



Слика 4.1 Карданско вратило са куглицама у ожљебљеном споју: 1 - куглице, 2 и 3 - карданска вратила са унутрашњим и спољашњим каналима [4]

Ожљебљени делови вратила и виљушки карданског преносника проверавају се на површински притисак и смицање.

На слици 4.2 дата је шема вратила на којој су шрафирани пресеци који треба да се провере.



Слика 4.2 Ожљебљени део карданског вратила [4]

Површински притисак одређен је изразом:

$$p = \frac{F_{nmax}}{A}, \quad (4.8)$$

где је:

F_{nmax} - максимална нормална сила која делује по средњем полупречнику жљеба.

$$F_{nmax} = \frac{2 \cdot M_k^R \cdot \xi_u \cdot \xi_r}{n \cdot d_{sr}}, \quad (4.9)$$

ξ_u и ξ_r - поправни фактори,

n - укупан број жљебова,

d_{sr} - средњи пречник:

$$d_{sr} = \frac{d_{k1} + d_{k2}}{2}, \quad (4.10)$$

A - додирна површина:

$$A = l \cdot h_a, \quad (4.11)$$

l - дужина додирне површине,

h_a - активна висина добијена на основу пречника темених кругова жљебова,

d_{k1} и d_{k2} - заобљења (закошења) темених ивица подглавка q_1 , односно главчине q_2 ,

$$h_a = \frac{d_{k1} - d_{k2}}{2} - (q_1 - q_2). \quad (4.12)$$

Израчунати површински притисак p треба да се налази у случају подмазаних површина у границама: $p = 10 \div 20$ МПа.

Напон смицања, уз претпоставку да се жљебови смичу у корену на унутрашњем пречнику d_{k2} одређен је изразом:

$$\tau = \frac{F_{nmax}}{A} = \frac{2 \cdot M_k^R \cdot \xi_u \cdot \xi_r}{d_{k2} \cdot n \cdot l \cdot b} \leq (50 \div 80 \text{ МПа}), \quad (4.13)$$

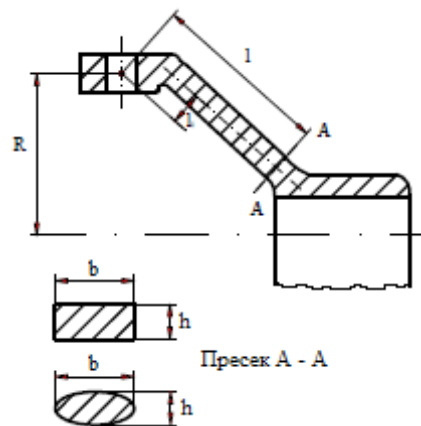
где је:

b - ширина жљеба.

Степен сигурности треба да буде у овом случају $2 \div 2,5$.

4.3 ПРОРАЧУН ВИЉУШКЕ КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

На слици 4.3 приказан је пресек виљушке кардановог зглоба [2].



Слика 4.3 Пресек виљушке кардановог зглоба [2]

Сила која делује на полупречнику R виљушке је одређена изразом:

$$F = \frac{M_k^R}{2R}. \quad (4.14)$$

Напон на савијање:

$$\sigma_i = \frac{F \cdot l}{W_i} \leq (100 \div 120 \text{ МПа}). \quad (4.15)$$

Отпорни моменти при савијању:

- за правоугаони попречни пресек:

$$W_i = \frac{b \cdot h^2}{6}, \quad (4.16)$$

- за елипсасти попречни пресек:

$$W_i = \frac{b \cdot h^2}{10}. \quad (4.17)$$

Напон на увијање:

$$\tau_t = \frac{F \cdot l_1}{W_t} \leq (120 \div 150 \text{ МПа}). \quad (4.18)$$

Отпорни моменти при увијању:

- за правоугаони попречни пресек:

$$W_t = \alpha \cdot b^2 \cdot h, \quad (4.19)$$

где је:

α - коефицијент који зависи од односа страна правоугаоног попречног пресека b/h :

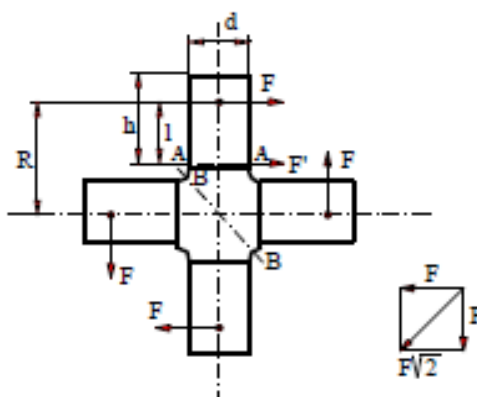
$$\alpha = \alpha \cdot \left(\frac{b}{h}\right) = (0,2 \div 0,312) \text{ за } \frac{b}{h} = (1 \div 10), \quad (4.20)$$

- за елипсасти попречни пресек:

$$W_t = \frac{\pi \cdot b^2 \cdot h}{16}. \quad (4.21)$$

4.4 ПРОРАЧУН КРСТА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

На слици 4.4 приказан је карданов крст.



Слика 4.4 Карданов крст [2]

Сила која оптерећује карданов крст (критичан пресек А - А):

$$F = \frac{M_k^R}{2R}. \quad (4.22)$$

Напон на савијање:

$$\sigma_i = \frac{F \cdot l}{0,1 \cdot d^3} \leq (150 \div 180 \text{ МПа}). \quad (4.23)$$

Смицајни напон услед силе која изазива смицање F' :

$$\tau_t = \frac{4 \cdot F'}{\pi \cdot d^2} \leq (50 \div 80 \text{ МПа}), \quad (4.24)$$

где је:

$$F' = \frac{F \cdot l}{2 \cdot (R - h/2)}. \quad (4.25)$$

За пресек В - В узима се сила $F\sqrt{2}$ при прорачуну.

Површински притисак између осовинице и ушица виљушке:

$$p = \frac{F}{d \cdot h} \leq (8 \div 10 \text{ МПа}). \quad (4.26)$$

4.5 ПРОРАЧУН ИГЛИЧАСТОГ ЛЕЖАЈА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

Прорачун игличастих лежајева подразумева одређивање следећих параметара [4]:

1. Еквивалентног момента на карданском вратилу:

$$M_{ek} = \frac{F_{ek} \cdot r_d}{i}, \quad (4.27)$$

где је:

i - преносни однос од карданског вратила ка погонским точковима,

F_{ek} - еквивалентна вучна сила на точковима возила одређена изразом:

$$F_{ek} = \frac{F_{ek\Sigma} \cdot G_\varphi}{G_{\varphi\Sigma}}, \quad (4.28)$$

где је:

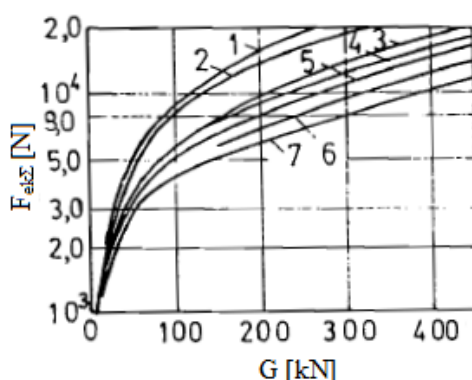
$F_{ek\Sigma}$ - укупна еквивалентна сила на свим погонским точковима, која се одређује у зависности од укупне тежине возила (аутовоза) G , а према дијаграму слика 4.5.

G_p - тежина која пада на точкове возила којим се преноси снага карданским вратилом које се прорачунава,

$G_{\varphi\Sigma}$ - тежина која пада на све погонске точкове возила.

На слици 4.5 зависности 2, 3, 5 и 7 односе се на теретна возила 4x2 и аутобусе, који се користе у следећим условима: на асфалтном путу једнаког квалитета крива 7, асфалтном путу просечног квалитета, као и калдрмисани путеви, односно путеви туцаника и шљунка, земљани путеви крива 5, у градским условима крива 3, по земљаним путевима у лошем стању 2. Крива 4 односи се на теретна возила (аутовозове) у случају да се користе на путевима са приближно следећим саставом: 20 % - асфалтни истог квалитета, 20 % - асфалтни просечног квалитета, 25 % - калдрми, шљунковитом или земљаном путу, 25 % - по земљаном и 10 % - у градским условима.

Крива 6 односи се на теретна возила и аутовозове теже од 160 kN при коришћењу истих по асфалтним путевима. Крива 1 односи се на возила повећане проходности. У случају путничких возила 4x2 препоручује се крива 4, а за самоистовараче крива 3.



Слика 4.5 Зависност тежине возила од укупне еквивалентне силе [4]

2. Радијално оптерећен лежај:

$$F_{rad} = \frac{10^3 \cdot M_{ek}}{l_k \cdot \cos \gamma}, \quad (4.29)$$

где је:

l_k - растојање између средина иглица супротно постављених лежајева (mm) и

γ - радни угао карданског вратила.

3. Фактор котрљања игличастог лежаја:

$$n_{ig} = \frac{\gamma}{\alpha}, \quad (4.30)$$

где је:

α - централни угао иглице, према изразу:

$$\alpha = \frac{360}{z}, \quad (4.31)$$

где је:

z - број иглица игличастог лежаја.

Ако је $n_{ig} > 1$ и разломак тада се заокружује на први мањи цео број. Ако је $0,9 < n < 1$ тада се усваја $n = 1$.

4. Поправни коефицијент $K_\alpha = 0,83 \cdot (n + 1)$, а у случају да је $n > 1$, K_α се израчунава користећи израз:

$$K_\alpha = 1 + \sum_{j=1}^m \cos^{3,7} \cdot j \cdot \alpha, \quad (4.32)$$

где је:

$j = 1, 2, 3, \dots m$.

У случају да је $n < 0,2$ врши се провера лежаја само на статичку носивост.

5. Коефицијент K_k узима у обзир утицаја котрљања на век трајања лежаја:

$$K_k = \frac{0,1 \cdot z}{K_\alpha}. \quad (4.33)$$

6. Трошење - хабање услед замора лежаја при 1 km пређеног пута износи:

$$R_{1km} = \frac{10^3 \cdot i \cdot (R_R \cdot K_T \cdot K_b)^{3,33}}{2 \cdot \pi \cdot r_d}, \quad (4.34)$$

где је:

R_R - коефицијент, $R_R = 1$

K_T - температурски коефицијент, а при радној температури до 100 °C $K_T = 1$, при 125 °C = 1,5, при 150 °C = 1,10

K_b - коефицијент безбедности, $K_b = 1,1 \div 1,2$

7. Рачунски век трајања игличастог лежаја зглоба карданског преносника у километрима пређеног пута:

$$S_{ig} = \frac{10^5 \cdot K_K \cdot C^{3,33}}{R_{1km}}, \quad (4.35)$$

где је:

C - динамичка носивост лежаја.

У случају да није позната динамичка носивост лежаја може да се користи израз:

$$C = A \cdot z^{\frac{2}{3}} \cdot d_i \cdot l_i, \quad (4.36)$$

где је:

d_i и l_i - дијаметар и ефективна дужина (пречник додира) иглице (mm) и

A - константа ($A = 40$ за игличасти лежај без сепаратора, $A = 60$ за игличасти лежај са сепаратором).

Век трајања лежаја карданског зглоба не треба да буде мањи од половине планираног века трајања возила до генералног ремонта.

Игличасти лежај се проверава и на статичку носивост. У том циљу се одређује максимална динамичка носивост:

$$F_{din} = \frac{F_{rad} \cdot M_{dk}}{M_{ek}}, \quad (4.37)$$

где је:

M_{dk} - максимални динамички момент на карданском вратилу.

Потребно је остварити следећи услов:

$$F_{din} < C_o, \quad (4.38)$$

где је:

C_o - статичка носивост лежаја.

У случају да није позната статичка носивост лежаја може да се користи израз:

$$C_o = 22 \cdot z \cdot d_i \cdot l_i, \quad (4.39)$$

Игличасти лежај може да се проверава и према величини дозвољеног оптерећења тј. према осредњој нормалној сили која делује на средини рукавца:

$$F_{xmax} \leq p = 7900 \cdot \frac{Z \cdot l_i \cdot d_i}{\sqrt{\frac{n}{i} \cdot tg\gamma}}, \quad (4.40)$$

где је:

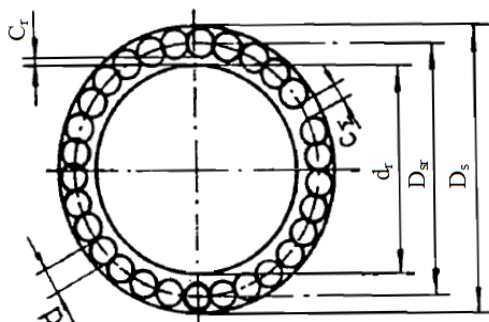
Z - број иглица,

d_i и l_i - пречник и дужина иглица (cm),

i - преносни однос од мотора до зглоба преносника при најнижем степену преноса мењачког преносника и

n - фреквенција обртања коленастог вратила мотора при M_{emax} .

На слици 4.6 приказан је игличасти лежај.



Слика 4.6 Игличасти лежај: d - пречник иглице, C_r - радијални зазор, C_s - лучни зазор, d_r - пречник рукавца крста D_{sr} - средњи пречник игличастог лежаја, D_s - спољашњи игличастог пречник лежаја [4]

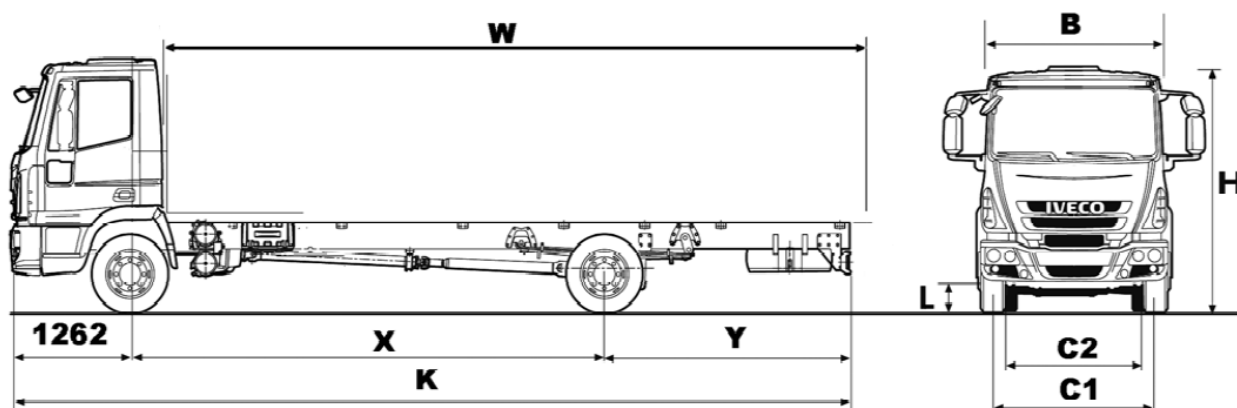
5 ИЗБОР КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА ТЕРЕТНОГ ВОЗИЛА И МЕХАНИЧКИ ПРОРАЧУН ЕЛЕМЕНАТА

На слици 5.1 приказан је камион Iveco Eurocargo.



Слика 5.1 Камион Iveco Eurocargo [6]

На слици 5.2 Приказане су димензије камион Iveco Eurocargo ML60E14K.



Слика 5.2 Димензије камион Iveco Eurocargo ML60E14K [6]

Табела 1: Техничке карактеристике камион Iveco Eurocargo ML60E14K

Димензије (mm)	
X - Осовинско растојање	3690
K - Максимална дужина	6892
Y - Задњи препуст	1830
W - Максимална дужина товарног сандука	5520
B - Максимална ширина без индикатора правца и бочних ретровизора	2200
Максимална ширина	2550
C1 - Предњи траг точкова	1835
C2 - Задњи траг точкова	1685
L - Минимално растојање од подлоге	206
H - Максимална висина	2587
Маса (kg)	
Укупна маса возила	6000
Максимално оптерећење предње осовине	2900
Максимално оптерећење задње осовине	4000
Маса празног возила	3175
Мотор	
Радна запремина	3920 cm ³
Максимална снага	103 kW (140 KS) до 2700 o/min
Максимални обртни момент	460 Nm (47 Kgm) од 1200 до 2100 o/min
Врста мотора	Дизел
Број цилиндара	4
Распоред цилиндара	Линиски
Број вентила по цилиндру	4
Емисијона класа	Еуро 5
Преносни односи у мењачу	
I степен преноса	6,02
VI степен преноса	0,79

5.1 ПРОРАЧУН ВРАТИЛА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

Подаци:

- максимални момент мотора $M_{\text{max}} = 460 \text{ Nm}$,
- коефицијент спојнице $\beta = 1,7$,
- преносни однос у првом степену преноса мењача $i_I = 13,5$,
- коефицијент динамичких оптерећења $K_1 = 1$,
- коефицијент времена експлоатације $K_2 = 1$,
- коефицијент који зависи од радног угла α , $K_3 = 1$,
- спољашњи пречник вратила $D = 0,134 \text{ m}$ и
- унутрашњи пречник вратила $d = 0,124 \text{ m}$.

Максимални обртни момент карданског преносника:

$$M_{kmax} = M_{emax} \cdot \beta \cdot i_l = 460 \cdot 1,7 \cdot 13,5 = 10557 \text{ Nm.} \quad (5.1)$$

Коефицијенти:

$$\prod_{i=1}^3 K_i = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1. \quad (5.2)$$

Прорачунски момент карданског преносника:

$$M_k^R = M_{kmax} \cdot \prod_{i=1}^3 K_i = 10557 \cdot 1 = 10557 \text{ Nm.} \quad (5.3)$$

Напон при увијања вратила прстенастиг попречног пресека:

$$\tau_t = \frac{16 \cdot D \cdot M_k^R}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} = \frac{16 \cdot 0,134 \cdot 10557}{\pi \cdot (0,134^4 - 0,124^4)} = 75,447 \text{ MPa} \leq 250 \text{ MPa.} \quad (5.4)$$

5.1.1 Прорачун ожљебљеног дела телескопског карданског вратила

Подаци:

- прорачунски момент карданског преносника $M_k^R = 10557 \text{ Nm}$,
- поправни фактори $\xi_u = 1$ и $\xi_r = 1$,
- укупан број жљебова $n = 6$,
- спољашњи пречник ожљебљеног дела вратила $d_{k1} = 0,12 \text{ m}$,
- унутрашњи пречник ожљебљеног дела вратила $d_{k2} = 0,07 \text{ m}$,
- дужина додирне површине $l = 0,102 \text{ mm}$ и
- ширина жљеба $b = 0,018 \text{ mm}$.

Средњи пречник:

$$d_{sr} = \frac{d_{k1} + d_{k2}}{2} = \frac{0,12 + 0,07}{2} = 0,095 \text{ m.} \quad (5.5)$$

Максимална нормална сила која делује по средњем полупречнику жљеба:

$$F_{nmax} = \frac{2 \cdot M_k^R \cdot \xi_u \cdot \xi_r}{n \cdot d_{sr}} = \frac{2 \cdot 10557 \cdot 1 \cdot 1}{6 \cdot 0,095} = 37042,105 \text{ N.} \quad (5.6)$$

Активна висина:

$$h_a = \frac{d_{k1} - d_{k2}}{2} = \frac{0,12 - 0,07}{2} = 0,025 \text{ m.} \quad (5.7)$$

Додирна површина:

$$A = l \cdot h_a = 0,102 \cdot 0,025 = 0,0025 \text{ m}^2. \quad (5.8)$$

Површински притисак:

$$p = \frac{F_{nmax}}{A} = \frac{37042,105}{0,0025} = 14,816 \text{ МПа} = 10 \div 20 \text{ МПа.} \quad (5.9)$$

Напон смицања, уз претпоставку да се жљебови смичу у корену на унутрашњем пречнику d_{k2} (слика 4.2):

$$\tau = \frac{F_{nmax}}{A} = \frac{2 \cdot M_k^R \cdot \xi_u \cdot \xi_r}{d_{k2} \cdot n \cdot l \cdot b} = \frac{2 \cdot 10557 \cdot 1 \cdot 1}{0,07 \cdot 6 \cdot 0,102 \cdot 0,018} = 30,162 \text{ МПа} \leq 50 \div 80 \text{ МПа.} \quad (5.10)$$

5.2 ПРОРАЧУН ВИЉУШКЕ КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

Подаци:

- прорачунски момент карданског преносника $M_k^R = 10557 \text{ Nm}$,
- дозвољени напон на савијање $\sigma_{id} = 120 \text{ МПа}$,
- дозвољени напон на увијање $\tau_{td} = 150 \text{ МПа}$,
- полупречник виљушке $R = 0,13 \text{ m}$,
- $l = 0,14 \text{ m}$ (слика 4.3) и
- $l_1 = 0,026 \text{ m}$ (слика 4.3).

Сила која делује на полупречник R виљушке (слика 4.3):

$$F = \frac{M_k^R}{2 \cdot R} = \frac{10577}{2 \cdot 0,13} = 40603,846 \text{ N.} \quad (5.11)$$

Напон на савијање при димензионисању:

$$\sigma_i = \frac{F \cdot l}{W_i} \leq 120 \text{ МПа} \Rightarrow b \cdot h^2 \geq \frac{6 \cdot F \cdot l}{\sigma_{id}} \geq \frac{6 \cdot 40603,846 \cdot 0,14}{120000000} \geq 0,000284 \text{ m}^3. \quad (5.12)$$

Напон на увијање при димензионисању:

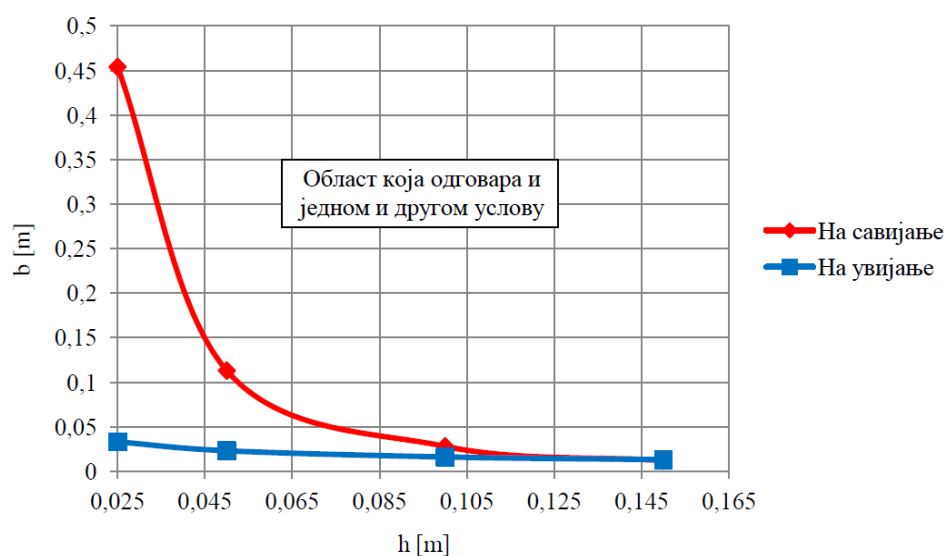
$$\tau_t = \frac{F \cdot l_1}{W_t} \leq 150 \text{ МПа} \Rightarrow \alpha \cdot b^2 \cdot h \geq \frac{F \cdot l_1}{\tau_{td}} \geq \frac{40603,846 \cdot 0,026}{150000000} \geq 0,000007 \text{ m}^3. \quad (5.13)$$

Табела 2: Услов савијања и увијања

h	0,025	0,05	0,1	0,15
$b \cdot h^2 \geq 0,000284$	0,454	0,113	0,028	0,012
$\alpha \cdot b^2 \cdot h \geq 0,000007$	0,033	0,023	0,016	0,013

За правоугаони попречни пресек ($\alpha = 0,25$ просечно).

На слици 5.3 приказан је дијаграм услова савијања и увијања.



Слика 5.3 Дијаграм услова савијања и увијања

На основу дијаграма услова савијања и увијања усвојене су странице правоугаоног попречног пресека: $b = 0,15$ m и $h = 0,1$ m.

Отпорни момент при савијању за правоугаони попречни пресек:

$$W_i = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{0,15 \cdot 0,1^2}{6} = 0,00025 \text{ m}^3. \quad (5.14)$$

Напон на савијање при провери:

$$\sigma_i = \frac{F \cdot l}{W_i} = \frac{40603,846 \cdot 0,14}{0,00025} = 22,738 \text{ MPa} \leq (100 \div 120 \text{ MPa}). \quad (5.15)$$

Однос страна правоуглог попречног пресека:

$$\frac{b}{h} = \frac{0,15}{0,1} = 1,5, \quad (5.16)$$

за однос страна $b/h = 1,5$ усваја се коефицијент: $\alpha = 0,231$.

Отпорни момент при увијању за правоугаони попречни пресек:

$$W_t = \alpha \cdot b^2 \cdot h = 0,231 \cdot 0,15^2 \cdot 0,1 = 0,00051 \text{ m}^3. \quad (5.17)$$

Напон на увијање при провери:

$$\tau_t = \frac{F \cdot l_1}{W_t} = \frac{40603,846 \cdot 0,026}{0,00051} = 2,609 \text{ MPa} \leq (120 \div 150 \text{ MPa}). \quad (5.18)$$

5.3 ПРОРАЧУН КРСТА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

Подаци:

- прорачунски момент карданског преносника $M_k^R = 10557 \text{ Nm}$,
- полупречник виљушке $R = 0,13 \text{ m}$,
- пречник рукавца крста $d = 0,07 \text{ m}$,
- $l = 0,07 \text{ m}$ (слика 4.4) и
- $h = 0,102 \text{ m}$ (слика 4.4) .

Сила која оптерећује крст кардана, критичан пресек А - А (слика 4.4):

$$F = \frac{M_k^R}{2 \cdot R} = \frac{10557}{2 \cdot 0,13} = 40603,846 \text{ N}. \quad (5.19)$$

Напон на савијање:

$$\sigma_i = \frac{F \cdot l}{0,1 \cdot d^3} = \frac{40603,846 \cdot 0,07}{0,1 \cdot 0,07^3} = 82,864 \text{ MPa} \leq (150 \div 180 \text{ MPa}). \quad (5.20)$$

Сила која изазива смицање:

$$F' = \frac{F \cdot l}{2 \cdot (R - h/2)} = \frac{40603,846 \cdot 0,07}{2 \cdot (0,13 - 0,102/2)} = 17988,981 \text{ N}. \quad (5.21)$$

Смицајни напон услед силе која изазива смицање F' :

$$\tau_t = \frac{4 \cdot F'}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 17988,981}{\pi \cdot 0,07^2} = 4,703 \text{ MPa} \leq (50 \div 80 \text{ MPa}). \quad (5.22)$$

Површински притисак између осовинице и ушица виљушке:

$$p = \frac{F}{d \cdot h} = \frac{40603,846}{0,07 \cdot 0,102} = 5,686 \text{ MPa} \leq (8 \div 10 \text{ MPa}). \quad (5.23)$$

5.4 ПРОРАЧУН ИГЛИЧАСТОГ ЛЕЖАЈА КАРДАНСКОГ ПРЕНОСНИКА

Подаци:

- пречник рукавца крста $d_r = 70 \text{ mm}$ и
- пречник иглице $d = 4 \text{ mm}$.

Број иглица:

$$n = \frac{\pi \cdot (d_r + d)}{d} = \frac{\pi \cdot (70 + 4)}{4} = 58,119 \approx 59. \quad (5.24)$$

Усваја се:

- $n = 59$ (пречник иглице: $d_{max} = 4,003 \text{ mm}$ и $d_{min} = 3,998 \text{ mm}$),
- минимални лучни зазор $C_{\Sigma min} = 0,00254 \text{ mm}$,
- минимални радијални зазор $C_{rmin} = 0,01016 \text{ mm}$,
- укупно одступање пречника рукавца крста $0,0254 \text{ mm}$ и
- укупно одступање унутрашњег пречника рукавца крста $0,0254 \text{ mm}$.

1. Максимални пречник иглице $d_{max} = 4,003 \text{ mm}$.

2. За број иглица $n = 59$ усваја се коефицијент захвата $K = 18,78916$.

$$3. d_{max} \cdot K = 4,003 \cdot 18,78916 = 75,213 \text{ mm.} \quad (5.25)$$

4. Минимални радијални зазор $C_{rmin} = 0,01016 \text{ mm}$.

5. Средњи пречник игличастог лежаја:

$$D_{sr} = d_{max} \cdot K + C_{rmin} = 75,213 + 0,01016 = 75,22316 \text{ mm.} \quad (5.26)$$

$$6. D_{sr} - d_{max} = 75,22316 - 4,003 = 71,22016 \text{ mm.} \quad (5.27)$$

7. Минимални лучни зазор $C_{\Sigma min} = 0,00254 \text{ mm}$.

8. Максимални пречник рукавца крста:

$$d_{rmax} = D_{sr} - d_{max} - C_{\Sigma min} = 71,22016 - 0,00254 = 71,21762 \text{ mm.} \quad (5.28)$$

9. Укупно одступање пречника рукавца крста $0,0254 \text{ mm}$.

10. Минимални пречник рукавца крста:

$$d_{rmin} = d_{rmax} - 0,0254 = 71,21762 - 0,0254 = 71,19222 \text{ mm.} \quad (5.29)$$

11. Минимални спољашњи пречник игличастог лежаја:

$$D_{smin} = D_{sr} + d_{max} = 75,22316 + 4,003 = 79,22616 \text{ mm.} \quad (5.30)$$

12. Укупно одступање унутрашњег пречника рукавца крста $0,0254 \text{ mm}$.

13. Максимални спољашњи пречник игличастог лежаја:

$$D_{smax} = D_{smin} + 0,0254 = 79,22616 + 0,0254 = 79,25155 \text{ mm.} \quad (5.31)$$

14. Минимални пречник иглице $d_{min} = 3,998 \text{ mm}$.

$$15. d_{min} \cdot K = 3,998 \cdot 18,78916 = 75,11906 \text{ mm.} \quad (5.32)$$

16. Средњи максимални пречник игличастог лежаја:

$$D_{srmax} = D_{smax} - d_{min} = 79,25156 - 3,998 = 75,25356 \text{ mm.} \quad (5.33)$$

17. Максимални радијални зазор:

$$C_{rmax} = D_{srmax} - d_{min} \cdot K = 75,25356 - 75,11906 = 0,1345 \text{ mm.} \quad (5.34)$$

$$18. D_{srmax} - d_{min} = 75,25356 - 3,998 = 71,25556 \text{ mm.} \quad (5.35)$$

19. Максимални лучни зазор:

$$C_{\Sigma max} = D_{srmax} - d_{min} - d_{rmin} = 71,25556 - 71,19222 = 0,06334 \text{ mm.} \quad (5.36)$$

Пречници и зазори су:

- Пречник иглице: $d_{max} = 4,003 \text{ mm}$ и $d_{min} = 3,998 \text{ mm}$.
- Пречник рукавца крста: $d_{rmax} = 71,21762 \text{ mm}$ и $d_{rmin} = 71,19222 \text{ mm}$.
- Средњи пречник игличастог лежаја: $D_{srmax} = 75,25356 \text{ mm}$ и $D_{sr} = 75,22316 \text{ mm}$.
- Спољашњи пречник игличастог лежаја: $D_{smax} = 79,25156 \text{ mm}$ и $D_{smin} = 79,22616 \text{ mm}$.
- Лучни зазор: $C_{\Sigma max} = 0,06334 \text{ mm}$ и $C_{\Sigma min} = 0,00254 \text{ mm}$.
- Радијални зазор: $C_{rmax} = 0,1345 \text{ mm}$ и $C_{rmin} = 0,01016 \text{ mm}$.

6. ЗАКЉУЧАК

Зглобни преносници се користе за преношење обртног момента у случајевима када се вратила која повезују налазе под углом који се током времена може мењати.

Основну карактеристику асинхроних зглобних преносника, представља периодична променљивост угаоне брзине вратила. Променљивост угаоне брзине утолико је већа уколико је већи радни угао. Код синхроних зглобних преносника угаона брзина вратила је константна. Еластични зглобни преносници имају далеко мању промену угаоне брзине вратила него асинхроних зглобни преносници. Ови зглобни преносници због своје конструкције нису у стању да раде под већим радним углом.

Због своје једноставности и знатно ниже цене у односу на синхроне, асинхрони зглобни преносници налазе све већу примену на моторним возилима, а посебно у случајевима када радни угао не прелази $20 \div 25^\circ$, а максимално 30° . Највише примењивани асинхрони зглоб јесте карданов зглоб.

У раду су илустроване карактеристичне фазе поступка избора одговарајућег карданског преносника за теретно возило познатих вучно - брзинских карактеристика и параметара тежине. Као опитно возило изабран је камион средње класе Ivesco Eurocargo ML60E14K и извршен је механички прорачун елемената изабраног карданског преносника који је обухватио проверу карактеристичних видова напрезања и проверу да ли се она налазе у дозвољеним границама.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Лукић Ј., Предавања из Конструкција и прорачуна моторних возила летњи семестар школске 2011/2012 године, Факултет инжењерских наука у Крагујевцу, Крагујевац, 2012.
- [2] Глишовић Ј., Електронска скрипта са вежби из Конструкција и прорачуна моторних возила летњи семестар школске 2011/2012 године, Факултет инжењерских наука у Крагујевцу, Крагујевац, 2012.
- [3] Кнор П., Пројектовање и конструкција моторних возила - скрипта, Машински факултет Сарајево, Сарајево, 2005/2006
- [4] Јанковић Д., Зглобни преносници, Машински факултет у Београду, Београд, 1995.
- [5] Симић Д., Јанковић А., Карданско вратило, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 1993.
- [6] Техничка документација, Интернет адреса: <http://web.iveco.com/serbia>, приступљено 7.11.2013