

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: 14/2016

Немања С. Пауновић

**Прорачун и конструкција ланчаног редуктора берача за
кукуруз**

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

- да основне информације о механичким преносницима,
- прикаже основне карактеристике ланчаног преносника,
- да анализу и опис берач за кукуруз,
- изврши прорачун ланчаног преносника берача за кукуруз
- измоделира ланчанике и прикаже њихове техничке цртеже.

Препоручена литература:

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

[2] В. Николић, Машински елементи, Машински факултет у Крагујевцу: Крагујевац, 2004.

[3] Каталогзи водећих произвођача ланчаних преносника

Крагујевац, септембар 2019.

ментор: др Блажа Стојановић, ванр. проф.

Summary:

This bachelor thesis is divided into four sections that include an introduction, theoretical basics, sprocket and chains calculation and chain reduction gear construction.

The aim of this diploma dissertation is to: at the outset provide theoretical notes on both the mechanical components in general and the chain transmitters in general, to perform the calculation, construction and technical documentation of a gearbox designed to transfer power from the tractor output cardan shaft to the input shaft of the working machines ie. corn harvester where, through a chain and sprocket system, power is transmitted to the corn washing mechanism.

Different types of mechanical transmitters are explained and shown in theoretical basics. Also, the different types of chain transmitters and chains are explained and shown in detail in the chain transmitters chapter.

The chapter on calculation and construction briefly describes the corn harvester machine for which the chain transmitter is calculated, and gives the machine parameters that were used as input input data for the calculation performed in this case, the agricultural tractor machine, ie. output parameters of the cardan shaft.

Keywords: mechanical transmitters, chain reduction gear, working machine, corn harvester.

Резиме:

Овај завршни рад је подељен у четири целине које укључују увод, теоријске основе, прорачун ланчаника и конструкцију ланчаног редуктора.

Циљ овог завршног рада је да се: на самом почетку дају теоријске напомене како о машинским елементима уопштено тако и посебно о ланчаним преносницима изврши прорачун, конструкција и техничка документација ланчаног преносника који је намењен за пренос снаге са излазног карданског вратила трактора на улазно вратило радне машине тј. берача за кукуруз где се путем система ланаца и ланчаника снага преноси до механизма за брање кукуруза.

У теоријским основама објашњени су и приказани различити типови механичких преносника. Такође, у поглављу ланчаних преносника детаљно су приказани и објашњени различити типови ланчаних преносника и ланаца.

У поглављу прорачуна и конструкције укратко је дат опис радне машине тачније берача за кукуруз за коју се ради прорачун ланчаног преносника. Параметри машине су коришћени као улазни подаци за урађени прорачун у овом случају пољопривредне машине трактор, тј. излазни параметри карданског вратила.

Кључне речи: механички преносници, ланчани редуктор, ланац, радна машина, берач за кукуруз.

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

14/2016 Немања С. Пауновић

Садржај:

1. Увод.....	6
2. Механички преносници.....	9
2.1 Зупчасти преносници.....	10
2.2 Фрикциони преносници.....	14
2.3 Каишни преносници	15
3. Ланчани преносници	18
3.1 Историја ланчаних преносника.....	18
3.2 Основне карактеристике ланчаних преносника и њихова примена.....	19
4. Прорачун и конструкција ланчаног редуктора берача за кукуруз	28
4.1 Берач за кукуруз	28
4.2. Прорачун ланчаног редуктора	31
5. Конструкција ланчаника	37
Закључак	40
Литература.....	41

1. Увод

Машински елементи су опште стручна дисциплина чији је циљ изучавање основних компонената машина које улазе у састав већине или свих машинских система односно конструкција. Познавање машинских елемената треба да омогући конструисање, избор и компоновање (повезивање) ових елемената у сложене структуре машина различитих намена [1].

Компоненте машинских система изучавају се са гледишта њихове функције, намене односно области примене. Прорачун који се заснива на анализи радних и критичних стања, степена сигурности и крутости, изводи се са циљем да се сагледају поступци за избор стандардних делова (компонената) и за конструисање нестандартних. Сама машина се састоји из већег броја функционално повезаних делова. Онај део који се не може више растављати назива се основни машински део или машински део. Више тако функционално повезаних делова чине машински склоп. Више машинских склопова и делова функционално повезаних чине машинску групу. Више машинских група, склопова и делова функционално повезаних чине машину [1].

Машински елемент је машински део, машински потсклоп или машински склоп који извршава елементарну функцију на машини или у конструкцији [1]. На слици 1 шематски је приказана хијерархија делова у машини.



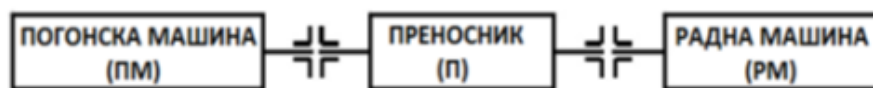
Слика 1. Шематски приказ хијерархије делова у машини [1]

Машински елементи се деле на: опште и посебне машинске елементе. Општи машински елементи се користе на свим машинама, док се посебни уграђују само у неке машине (уређаје). Тако на пример вијак и навртка (навојни спој) спада у опште машинске елементе, док клипни механизам се користи само код клипних машина па спада у посебне. Међутим, треба имати у виду да је број елементарних функција у машинама знатно већи од броја машинских елемената. Зато се у недостатку одговарајућих машинских елемената развијају специфични извршиоци дате елементарне функције. Тај нови извршилац елементарне функције постаје нови машински елемент ако се понавља на другим машинама у тој ужој или широј области машинства [1].

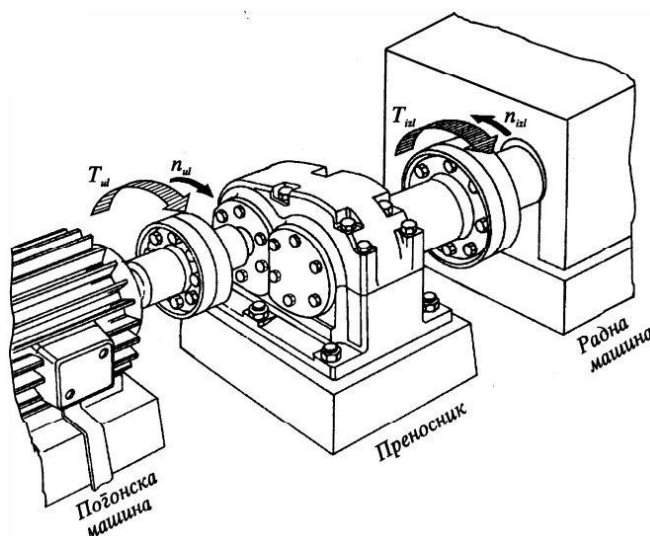
Машина, као део машинског система, састоји се из три основне целине [1]:

- Погонског дела
(електро-мотор, мотор са унутрашњим сагоревањем, турбина) који претвара изворну енергију у механичку.
- Преносника
кога сачињавају елементи за пренос снаге и обртно кретање, а задатак му је да пренесе енергију за потребе радног дела машине.
- Радног дела
који претвара енергију у користан рад (носач алата алатне машине, притискивач пресе, ротор пумпе, механизам на пољопривредној машини и др.)

На сликама 2 и 3 приказана је повезаност погонског и радног дела преко преносника у оквиру саме машине.



Слика 2. Шематски приказ положаја преносника [2]



Слика 3. Реалан систем повезаности преносника са погонском машином и радном машином [3]

На слици 2 приказани су симболима: погонска машина, симбол **ПМ**, преносник, симбол **П** и радна машине, симбол **РМ** који чине целину, нпр. код моторних возила, локомотива и слично.

Преносници снаге и кретања се постављају између погонске и радне машине ради преноса енергије са погонске машине на радну машину. У преноснике снаге се сврставају елементи који преносе снагу и обртно кретање (обртне моменте) са једног на друго вратило. У савременом машинству у употреби су различите врсте погона и то механички, електрични, хидраулични, пнеуматски, топлотни, као и многе друге комбинације. Преносници снаге нуде могућност промене броја обртаја, као и промену смера обртања.

Радне машине углавном раде на мањем броју обртаја у односу на погонске, при чему захтевају већи обртни момент. За погон радне машине могу се користити и спороходне машине које имају одговарајући број обртаја и обртни момент на излазном вратилу, али оне су доста скупље у односу на брзоходне машине заједно са преносником снаге. Брзоходне машине са преносником снаге имају мање димензије, малу масу и мању цену у односу на спороходне машине [4, 5].

Помоћу механичких преносника могу се извршити промене параметара снаге, величине обртних момената, угаоних брзина који одговарају изабраном типу радне машине. Преносници се уводе као посредник између погонске и радне машине које је диктирано условима рада како радне тако и погонске машине. Радна машина захтева у већини случајева мале бројеве обртаја, а велике обртне моменте, и то било у току режима рада, или само у извесним периодима. Главна улога преносника у оваквим случајевима је смањење угаоне брзине на рачун повећања обртног момента [2].

2. Механички преносници

Механички преносници преносе кретање и обртни момент помоћу везе обликом или трењем [4]. Уколико се пренос снаге између погонске и радне машине заснива на механичком принципу, онда је реч о механичким преносницима. У савременој пракси највише се користе [4, 5]:

- зупчасти преносници,
- ланчани преносници,
- фриксиони преносници,
- каишни преносници,
- зупчасто каишни преносници,
- кардански преносници и
- навојни преносници.

Према начину преноса обртног момента механички преносници могу се поделити на [6]:

- механичке преноснике – пренос обртног момента механичким путем на два начина, трењем површина у додиру и обликом (посредним и непосредним додиром погонског и гоњеног елемента),
- хидрауличне преноснике – обртни момент се преноси помоћу течности,
- пнеуматске преноснике – обртни момент се преноси помоћу гасова,
- електричне преноснике и
- комбиноване преноснике.

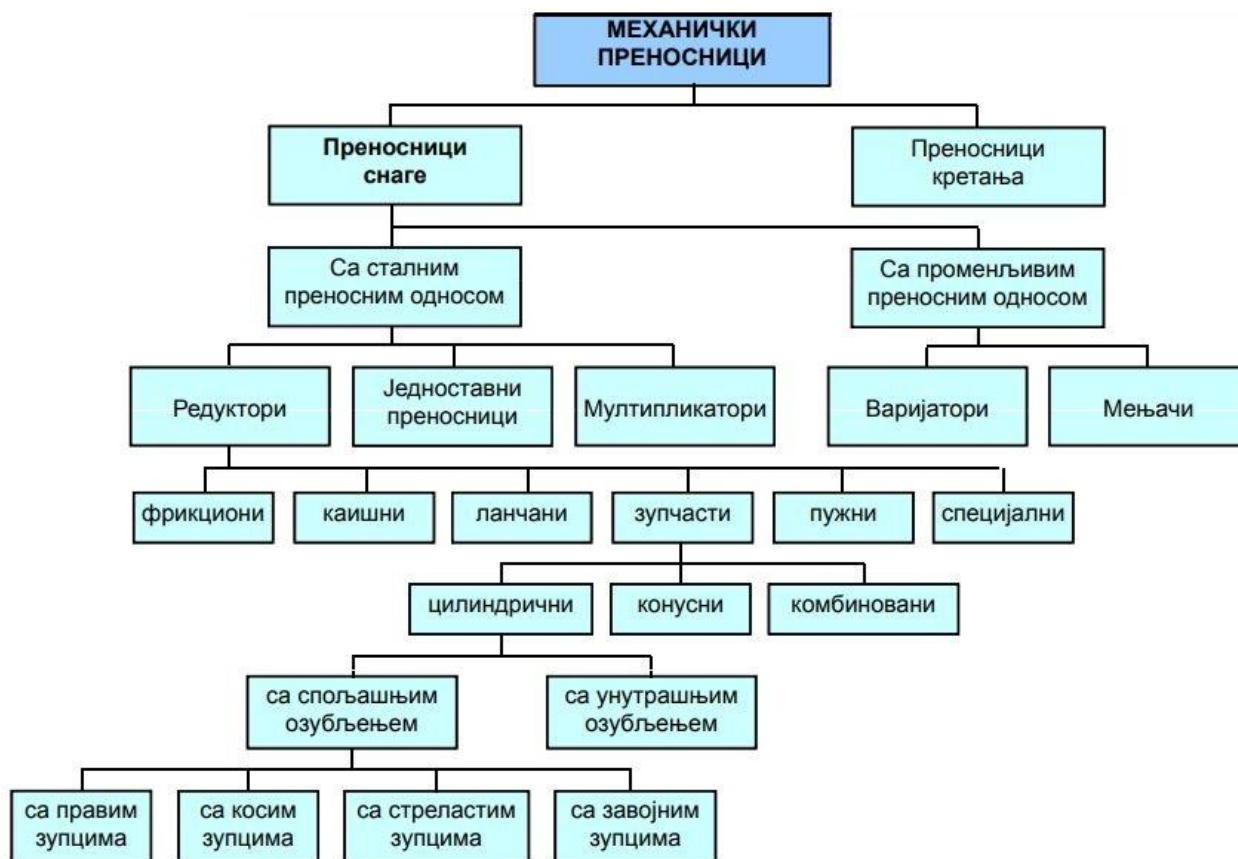
Према променљивости преносног односа разликују се преносници [6]:

- са константним преносним односом и
- са променљивим преносним односом.

Према томе да ли се преноси снага и кретање или само кретање разликују се [6]:

- преносници снаге и
- преносници кретања.

На слици 4 приказана је још једна детаљна подела механичких преносника.



Слика 4. Подела механичких преносника [3]

У поглављима 2.1, 2.2 и 2.3 биће објашњени зупчасти преносници, каишни преносници и фрикциони преносници, док ће у поглављу 3 бити детаљно објашњени ланчани преносници.

2.1 Зупчасти преносници

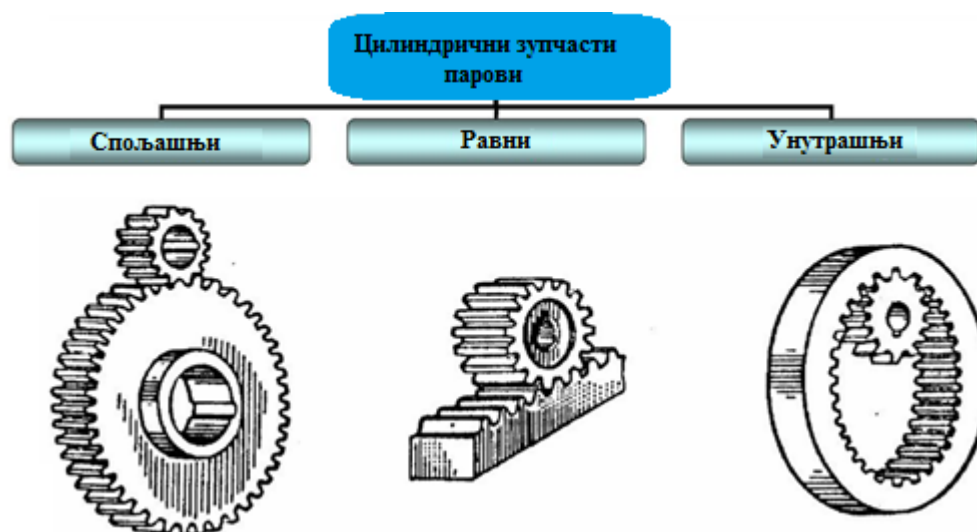
Најједноставнији зупчасти преносник састоји се од два зупчаника у спрези који чине зупчасти пар. Један од ова два зупчаника је погонски, а други гоњени. Према међусобном положају оса вратила погонског и гоњеног зупчаника разликују се [7]:

- цилиндрични зупчасти парови – зупчасти преносници код којих су осе вратила паралелне,
- конични зупчасти парови – зупчасти преносници код којих се осе вратила секу и
- хиперболоидни зупчасти – парови зупчасти преносници код којих се осе вратила мимоилазе.

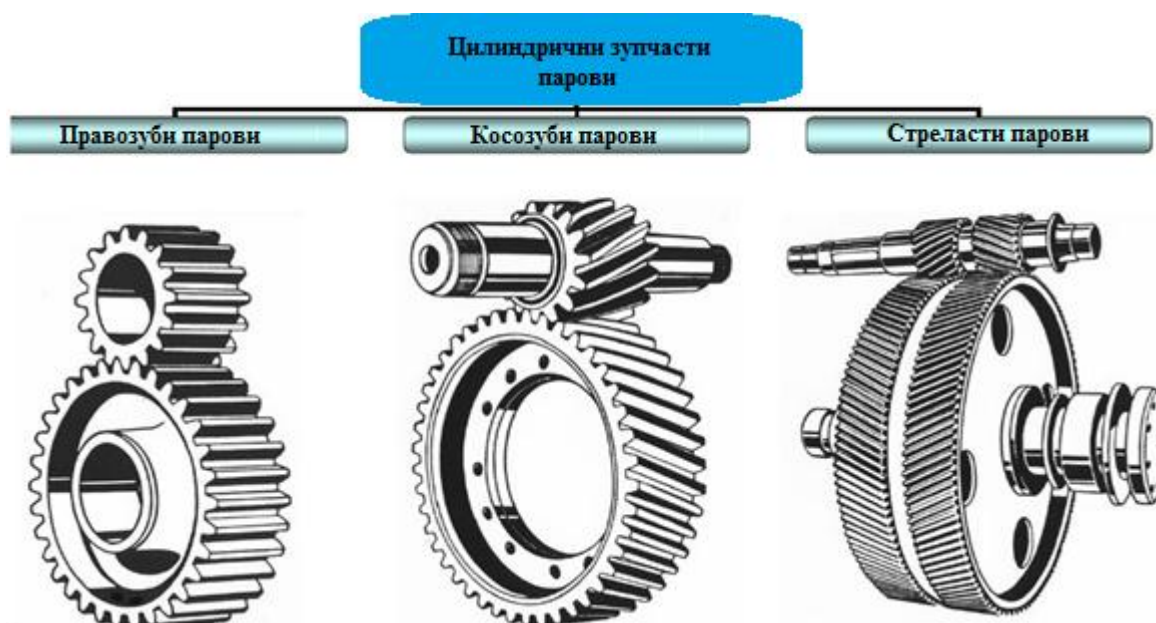
Према облику зубаца, цилиндрични зупчасти преносници могу бити са [8]:

- правим зупцима (спољашње озубљење),
- правим зупцима (унутрашње озубљење),
- косим зупцима и
- стреластим зупцима.

На слици 5 приказана је шематски подела цилиндричних зупчастих парова и то према озубљењу на спољашње, равно и унутрашње озубљење а на слици 6 приказани су цилиндрични зупчасти парови и то правозуби парови, косозуби парови и стрелести парови.



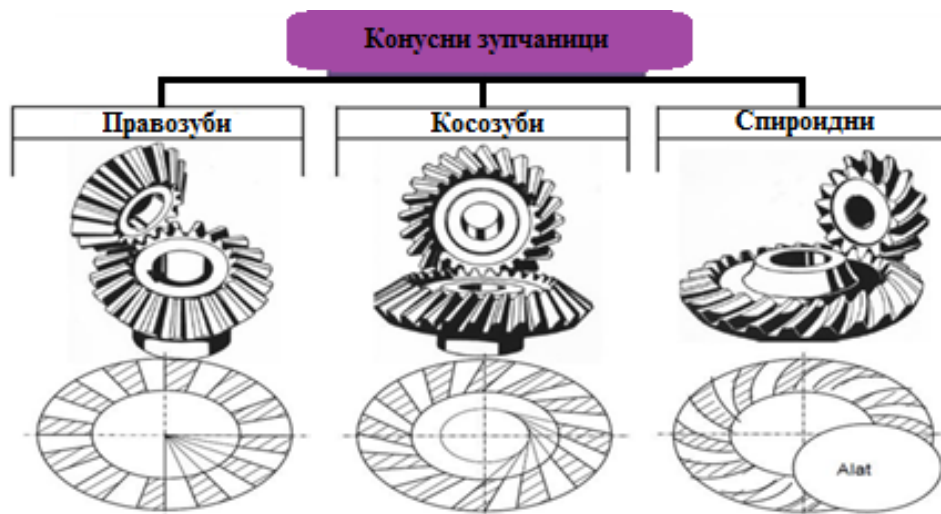
Слика 5. Цилиндрични зупчасти парови са спољашњим, равним и унутрашњим озубљењем [9]



Слика 6. Цилиндрични зупчасти парови: правозуби парови, косозуби парови и стрелести парови [9]

Подела коничних зупчастих парова према облику зубаца, на слици 7 су приказани конични зупчаници, конични зупчасти парови [8]:

- са правим зупцима,
- са косим зупцима и
- са завојним зупцима.



Слика 7. Конични зупчасти парови [9]

Пужни преносник или пужни пар састоји се од пужа и од пужног кола (пужног зупчаника). Представља врсту зупчастих преносника (хиперболоидни зупчасти пар), чије се осе мимоилазе, најчешће под углом од 90° . Пуж је најчешће погонски елемент преносника и тада при преносу кретања, врши се редукција броја обртаја [8]. На слици 8 су приказани хиперболоидни зупчаници.



Слика 8. Хиперболоидни зупчаници [9]

Предности и недостаци цилиндричних зупчаника са правим зупцима, цилиндричних зупчаника са косим зупцима и коничних и пужних преносника [6].

Предности цилиндричних зупчаника са правим зупцима:

- тачан кинематски преносни однос,
- мале димензије у односу на снагу и обртни момент који преносе,
- велики степен искоришћења (изузев хиперболоидних з.п.),
- велика издржљивост и трајност у раду и
- примена у веома широком дијапазону снага, бројева обртаја, преносних односа.

Недостаци цилиндричних зупчаника са правим зупцима:

- захтевају велику тачност израде,
- хабање у раду,
- велика крутост система и
- присуство вибрација и буке.

Предности цилиндричних зупчаника са косим зупцима:

- зупчаници постепено улазе и излазе из спреге,
- услед тога, рад зупчаника је знатно мирнији и тиши, а бука и вибрације су мање, што доприноси њиховој динамичкој стабилности,
- због постепеног оптерећивања зубаца по ширини, јединично оптерећење по ширини зупчаника је мање, па се могу пренети веће снаге,
- мања је опасност од подсецања зубаца јер је гранични број зубаца већи па је самим тим и мања потреба за померањем профила алата при изради ових зупчаника,
- степен спрезања је већи, јер је више парова зубаца истовремено у спреси и
- мање су осетљиви на грешке при изради.

Недостаци цилиндричних зупчаника са косим зупцима:

- постојање аксијалне силе,
- сложености израда. За израду цилиндричних зупчаника са косим зупцима могу се користити исти алати у облику зупчасте летве као и код цилиндричних зупчаника са правим зупцима. При томе се алат заокреће за угао нагиба зубаца β у односу на осу зупчаника.

Предности пужних преносника:

- врло велики преносни однос ($5 < u < 70$),
- миран и тих рад, пригушивање динамичких удара и вибрација (услед клизања зупца по зупцу),

- велика носивост,
- дуготрајан рад,
- могу бити самокочиви и
- у поређењу са осталим зупчастим преносницима, обично су мањих димензија, лакши и једноставнији.

Недостаци пужних преносника:

- Низак степен искоришћења и
- Велико загревање.

2.2 Фрикциони преносници

Код фрикционих преносника обртни моменат између погонског и гоњеног вратила преноси се путем трења и то њиховим непосредним додиривањем. Најједноставнији фрикциони преносник састоји се из два фрикциона точка, погонског (1) и гоњеног (2), који су улежиштени преко одговарајућих вратила и међусобно притиснути одговарајућом силом. При окретању једног фрикционог точка (погонског) на додирној површини фрикционих точкова јавља се сила трења, услед чега долази до окретања и другог (гоњеног) фрикционог точка. Да би рад фрикционог преносника био могућ потребно је да сила трења F буде увек већа или, у граничном случају, једнака обимној сили F_t на фрикционим точковима. Потребна сила трења на додирним површинама фрикционих точкова добија се притиском једног фрикционог точка на други одговарајућом силом. Кинематски преносни однос, или преносни однос је однос интензитета вектора угаоних брзина, и то увек интензитета веће угаоне брзине према интензитету мање угаоне брзине. За разлику од радног преносног односа, кинематски преносни однос је увек позитивна величина, већа или једнака [1]. На слици 9 приказана су два фрикциона точка у додуру.



Слика 9. Фрикциони точкови [10]

Предности и недостаци фрикционих преносника [1]:

Предности:

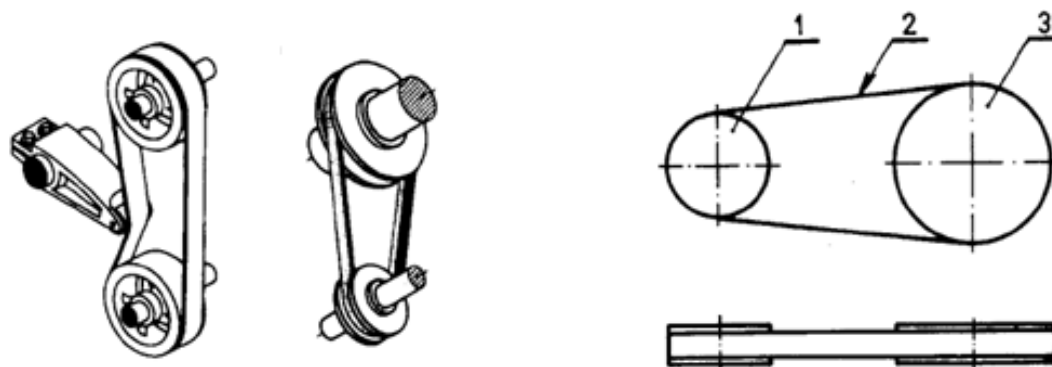
- једноставна и тачна израда радних површина фрикционих точкова,
- равномеран рад без промене преносног односа, па се користе и код великих угаоних брзина,
- промена смера окретања без појаве зазора у преноснику,
- бешуман рад, нарочито ако су површине точкова израђене од мекших материјала,
- лако укључивање и искључивање у току рада,
- лака монтажа и демонтажа,
- могућност осигурања система од преоптерећења и
- континуална промена преносног односа.

Недостаци:

- велико оптерећење вратила и ослонаца (зависно од врсте материјала фрикционих точкова нормална сила је 1,5...50 пута већа од обимне силе),
- велики притисак између додирних површина, јер је нормална сила велика, а додирна површина мала, што има за последицу знатно хабање,
- слабо пригушење ударних оптерећења и
- потреба за уређајем за остваривање одговарајуће нормалне силе.

2.3 Каишни преносници

Каишни преносник се састоји из два каишника (ременице) и каиша (ремена) који их спаја. На слици 10 приказан је аксонометријски цртеж каишног преносника (плоснатог са затезачем и трапезног клинастог). Каишници се представљају са два круга, а каиш пуном дебелом линијом. Конструктивни облици каишника и каиша су врло различити [1].



Слика 10. Аксонометријски и ортогонални цртеж каишног преносника [1]

Каишни преносници преносе снагу са погонског на гоњено вратило путем трења

између еластичног обвојног елемента - каиша и точкова - каишника. Истовремено се може преносити снага и између већег броја вратила, од којих је једно погонско, а остала гоњена. Каишни преносници могу да пренесу снагу између вратила чије су осе паралелне или се секу, односно мимоилазе [1].

Основне врсте каишних преносника су:

1. Каишни преносници са пљоснатим каишем који омогућава пренос снаге између вратила са већим осним растојањем, између укрштених и мимоилазних вратила, рад са већим обимним брзинама и истовремени погон већег броја вратила. Пренос снаге - посредством силе трења. Пљоснати каишеви се израђују од коже, тканине, пластичних материјала и вишеслојних материјала. 2. Каишни преносници са трапезним каишем - ременом који се називају и ремени преносници. Пресек каиша је у облику трапеза - клина (клинасти каишеви). Пренос снаге између вратила са мањим осним растојањем, дозвољавају већи преносни однос и предвиђени за пренос средњих снага. Пренос снаге посредством силе трења. 3. Зупчасти каишни преносници који, за разлику од претходних, спадају у синхроне преноснике, односно обезбеђују константни преносни однос. Зупчасти каишеви са унутрашње снаге имају равномерно распоређене зупце у чија међузубља долазе зупци каишника, који су трапезног или приближно полукружног облика. Пренос снаге посредством зубаца, дакле обликом [1].

Према могућности конструкционог извођења (положају каиша) постоје [1]:

- отворени каишни преносник (исти смер окретања вратила),
- укрштени каишни преносник (супротни смер окретања вратила),
- полуукрштени каишни преносник (осе вратила се мимоилазе),
- угаони каишни преносник (осе вратила су под углом) и
- погон већег броја вратила истовремено (једно вратило погонско).

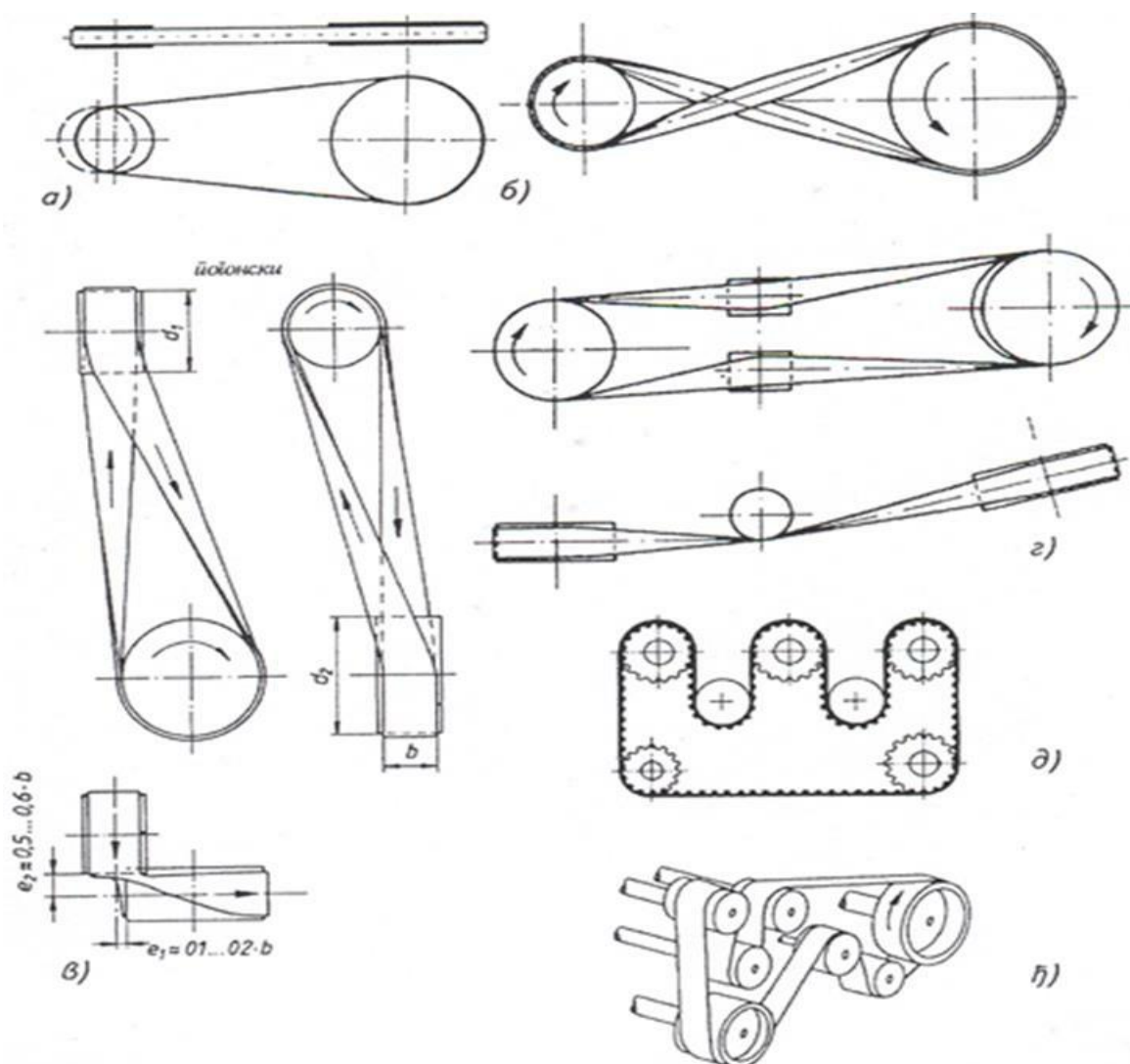
Предности примене каишних преносника:

- бешуман рад, могућност пригушења ударних оптерећења (изузимајући зупчасте каишне преноснике),
- једноставно конструкционо извођење, без захтева за високом тачношћу израде, тако да им је цена ниска,
- неосетљиви су на краткотрајна преоптерећења, јер долази до проклизавања, чиме се систем штити од преоптерећења (изузимајући зупчасте каишне преноснике),
- могу да пренесу велику специфичну снагу у односу на тежину,
- могу да раде са високим обимним брзинама и
- омогућавају спајање веома удаљених и истовремени погон већег броја вратила.

Недостаци примене каишних преносника:

- велико оптерећење вратила и лежаја,
- еластично клизање,
- код плjosнатих и трапезних каишева не може да се обезбеди константан преносни однос,
- осетљивост на утицај околине,
- радна температура је ограничена,
- могућа појава статичког електрицитета и
- некомпактност конструкције у односу на друге преноснике.

На слици 11 приказан је могући преносни однос каишног преносника према положају вратила и смеру њиховог обртања ременице.

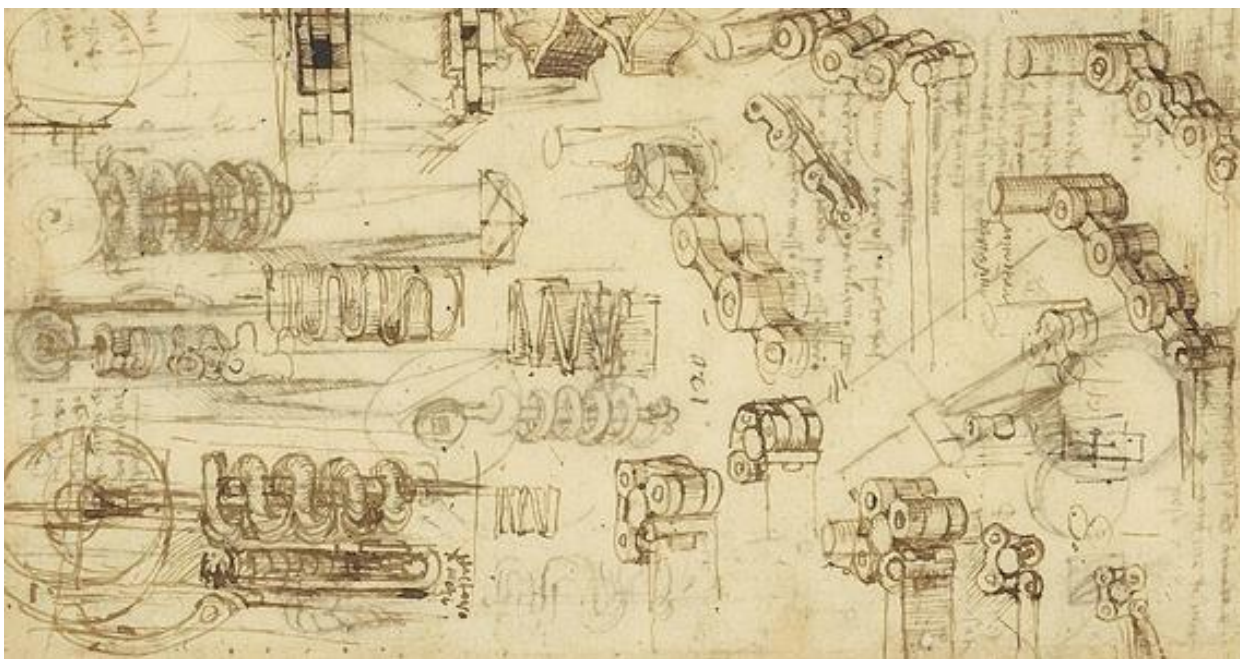


Слика 11. Каишни преносни однос према положају вратила и смеру њиховог обртања ременице [1]

3. Ланчани преносници

3.1 Историја ланчаних преносника

Најстарији пример примене ланчаног преноса везан је за самострел који је описао грчки филозоф Филон (*Filon Aleksandrijski*) из Византије. У II веку нове ере метални ланци су се користили као механизам за вађење воде из бунара. Ланчаници су се правили од дрвета. Конструкција ланца је била једноставна, а број чланака је зависио од нивоа воде у бунару. Тек неколико векова касније кинески инжењер Су Сонг (*Su Song*), описао је ланчани преносник који се користи за управљање астрономског сата. Прве цртеже и конструкциона решења дао је Леонардо Да Винчи, који су објављени у Атлантском кодексу приказ на слици [2, 4].

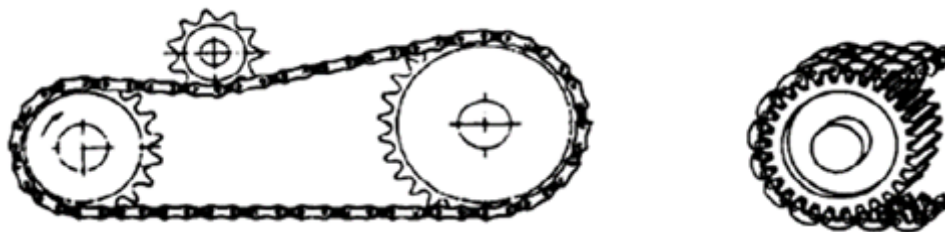


Слика 12. Прве скице ланчаних преносника (Леонардо да Винчи) [11]

Ланчани преносници своју велику примену добијају тек у XVIII веку откривањем и увођењем парне машине у индустрију, [4]. Андре Гал (*Andre Galle*) је 1829.год. патентирао своју конструкцију ланца. Састојао се од унутрашње и спољашње ламеле и осовинице, односно овакав ланац није поседовао чауру у својој конструкцији. Ханц Ренолд (*Hans Renold*) је 1879. године направио револуцију код ланчаних преносника, уводећи чауру као саставни део ланца. Увођењем чауре знатно се повећао радни век ланчаних преносника што их је чинило доста поузданијим. Од тада се ланчани преносници све више усавршавају, како конструкције тако и употребом новијих материјала, што их доводи до високе позиције у примењивању [4].

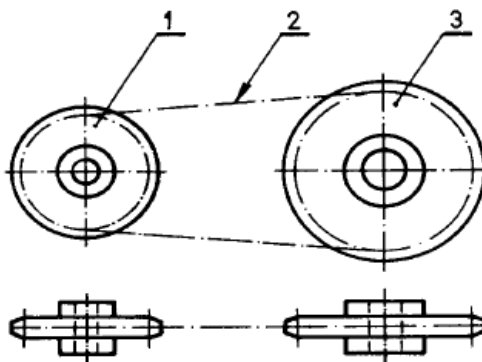
3.2 Основне карактеристике ланчаних преносника и њихова примена

Ланчани преносник се састоји из два ланчаника и ланца који их спаја. Осим тога могу имати и затезаче и пригушиваче вибрација [1]. Различитог су конструктивног облика који се може видети на слици 13.



Слика 12. Ланчани преносник [1]

Ланчани преносници се састоје од погонског и гоњеног ланчаника који су обавијени ланцем повезујући два удаљена паралелна вратила. Пренос снаге се остварује посредно помоћу обвојног елемента - ланца, који преко ланчаника повезује два међусобно удаљена вратила. Због своје поузданости и економичности у раду имају широку примену пре свега код бицикала, моторцикла, мотора, пољопривредних машина, рударских и грађевинских машина, алатних машина и др. Упрошћени ортогонални цртеж ланчаног преносника дат је на слици 13. Ланчаник по ободу има зупце који се представљају са три круга, односно линије, као код зупчаника. Спољашњи круг се црта дебелом пуном линијом, а кинематски осном линијом као и ланац [1].



Слика 13. Упрошћени ортогонални цртеж ланчаног преносника [1]

Предности примене ланчаних преносника су [1]:

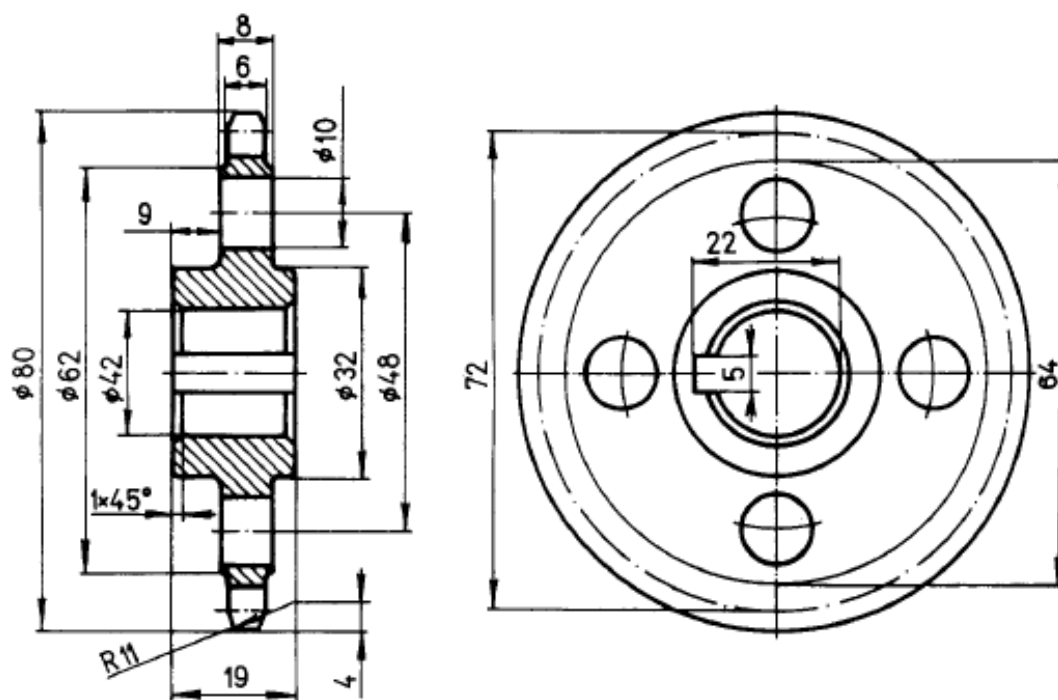
- мале димензије,
- пренос снаге обвојним елементом - ланцем без проклизавања,
- релативно дуг радни век,
- висок степен искоришћења,
- мали трошкови одржавања,
- мање оптерећење вратила и лежачева,

- неосетљивост према повишеној температури и влази и
- могућност повезивања већег броја паралелних вратила једним ланцем.

Недостаци ланчаних преносника су [1]:

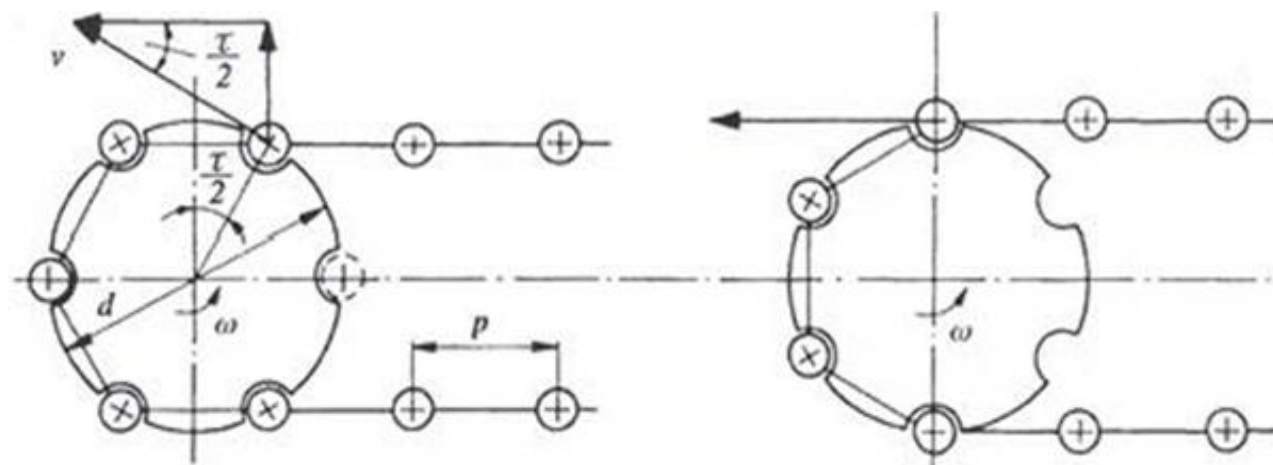
- хабање елемената ланца услед чега долази до повећавања корака, односно, издужења ланца,
- неравномерност брзине гоњеног ланчаника у току једног обрта,
- нееластични пренос обртног момента,
- повезивање само међусобно паралелних вратила,
- скупљи су од ремених преносника и
- стварају буку у току рада.

Начин цртања и котирања ланчаника приказан је на слици 14. Уз цртеж, као и код зупчаника, даје се одговарајућа табела са додатним информацијама.



Слика 14. Цртање и котирање ланчаног преносника [1]

Димензије ланаца и ланчаника су стандардизоване. Најчешће се израђују од челика код којих облик венца ланчаника зависи од врсте ланца. Венац ланца се изводи тако да ланац скоро без трења улази и излази из захвата. И поред издужења ланца од 2 % потребно је обезбедити сигуран и миран рад у току предвиђеног радног века. За нормалне услове рада преносни однос се креће од $p < 7$, док за мање брзине ланца може ићи и до $p = 10$ [1]. На слици 15 приказано је формирање конструкционог облика ланчаника.



Слика 15. Формирање ланца [1]

Мањи ланчаници могу бити израђени изједна док се код већих венац и тело ланчаника могу извести посебно а спајају се заваривањем или завртњима. Код већих ланчаника венац и тело ланчаника могу бити спојени паоцима. За брзине ланца испод 7 m/s ланчаници се раде од челика Č1530 (1C45), Č1730 (1C60) и Č3130 (40Mn4). За веће брзине и неповољније услове рада користе се челици за цементацију Č1220 (1C15), Č1221(2C15), Č4120 (17Cr3) и Č4320(16 MnCr 5). Ланчаници са више од $Z > 30$, зубаца и код већих серија, раде од чиличног лива, а код мањих оптерећења од сивог лива SL200 и SL250. У току рада ланац са полигонално обавија око ланчаника као да се стварни пречник креће између [1].

Поред поделе на погонске, теретне и вучне, према врсти погонског ланца могу се поделити на [4]:

- ваљкасте,
- чаурасте,
- зупчасте,
- ланце са осовиницама и
- специјалне ланце.

Према положају гоњеног вратила:

- хоризонталне,
- нагнуте и
- вертикалне.

Ваљкасти ланци

Ваљкасти ланци, у зависности од броја редова ланаца се израђују као једноредни (слика 16), дворедни (слика 17) и троредни (слика 18).



Слика 16. Једноредни ланац [12]

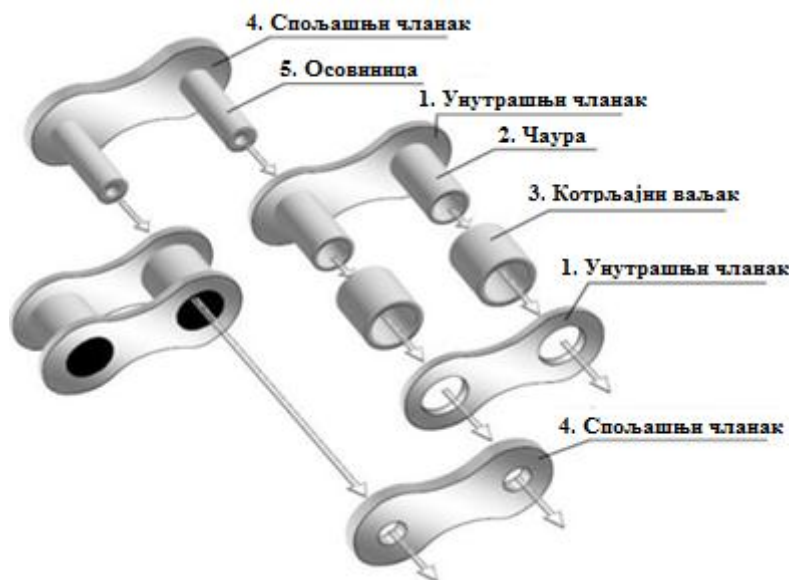


Слика 17. Дворедни ланац [13]



Слика 18. Троредни ланац [14]

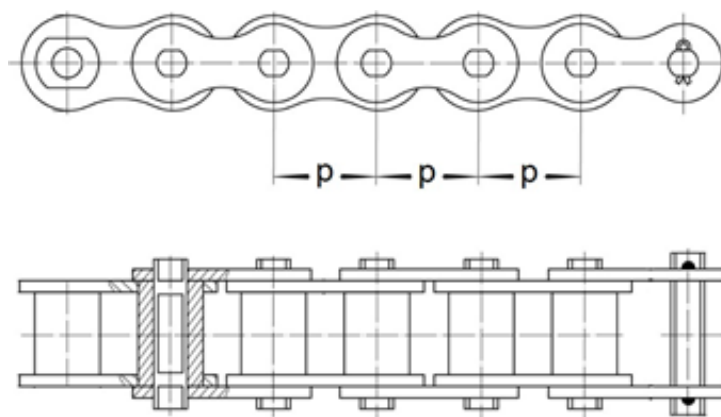
Од свих погонских ланаца, ваљкасти ланци (слика 19) се користе највише у пракси. Монтажа делова једноредног ваљкастог ланца може се описати на следећи начин. У отвор унутрашњег чланка (1) упресована је чаура (2) на коју је у циљу смањења хабања ланчаника слободно навучен котрљајни ваљак (3). У отвор спољашњег чланка (4) упресована је осовиница (5) [4].



Слика 19. Основни делови ваљкастог ланца [4]

Чаурасти ланци

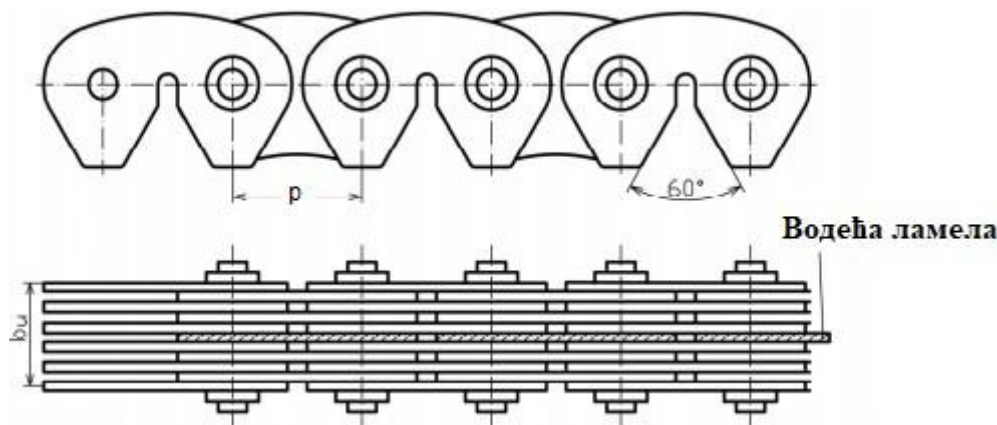
Чаурасти ланци у својој конструкцији не садрже ваљке, тако да су чауре у директном контакту са бочним површинама зубаца ланчаника (слика 20). С обзиром на изостанак ваљка, повећана је носећа површина ланца и смањен је контактни притисак у зглобу. Међутим, код ових ланаца је карактеристично врло интензивно хабање контактних елемената, па су самим тим дефинисани и ограничени услови примене. Ови ланци су намењени за рад при мањим обимним брзинама и користе се као транспортни и теретни ланци [4].



Слика 20. Чаурасти ланац [4]

Зупчасти ланци

Зупчасти ланци се састоје од низа ламела са зупцима које су спојене осовиницама (слика 21). Свака ламела поседује по два зупца која су постављена под углом од 60° степени, што је број редова ламела већи, то је носивост ланца већа. Да би се избегло бочно померање ланца у ланац се уграђују ламеле за вођење [4].

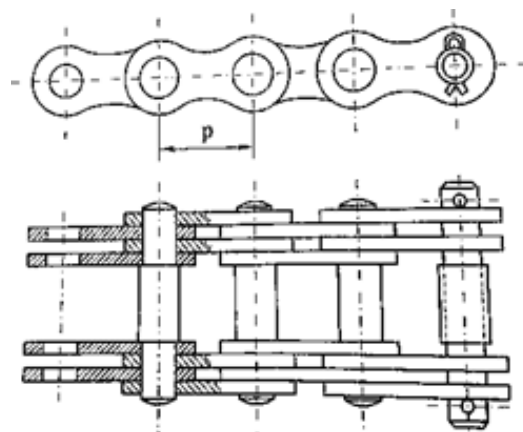


Слика 21. Зупчасти ланац [4]

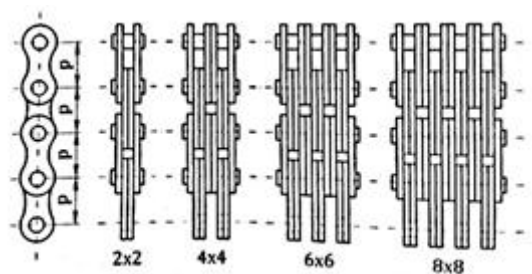
Зупчасти ланци се одликују мирнијим и уједначенијим радом са мање буке. Доста су скупљи у односу на ваљкасте ланце, с обзиром на потребну прецизност при изради. Користе се за пренос снага при великим брзинама и тамо где је потребна велика кинематска тачност. Одликују се великом поузданошћу, с обзиром да прекид једне ламеле не доводи до прекидања чланка, односно отказа преносника [4].

Ланци са осовиницама

Ланци са осовиницама од саставних елемената садрже спољашњу и унутрашњу ламелу и осовиницу. Користе се углавном као теретни и вучни ланци. Од ланца са осовиницама најпознатији су Галови ланци (слика 22) и Флајерови ланци (слика 23). Галови ланци се најчешће користе код дизалица и при малим брзинама кретања ($<1\text{m/s}$) [4].



Слика 22. Галов ланац [4]



Слика 23. Флајеров ланац [1]

Специјални ланци

У специјалне ланце убрајају се сви ланци посебне намене. Они се углавном користе као транспортни или теретни ланци. Код специјалних ланаца саставни елементи ланца (осовиница, спољашња или унутрашња ламела), су модификовани у зависности од намене ланца (слике 24 и 25).



Слика 24. Специјални ланци [15]



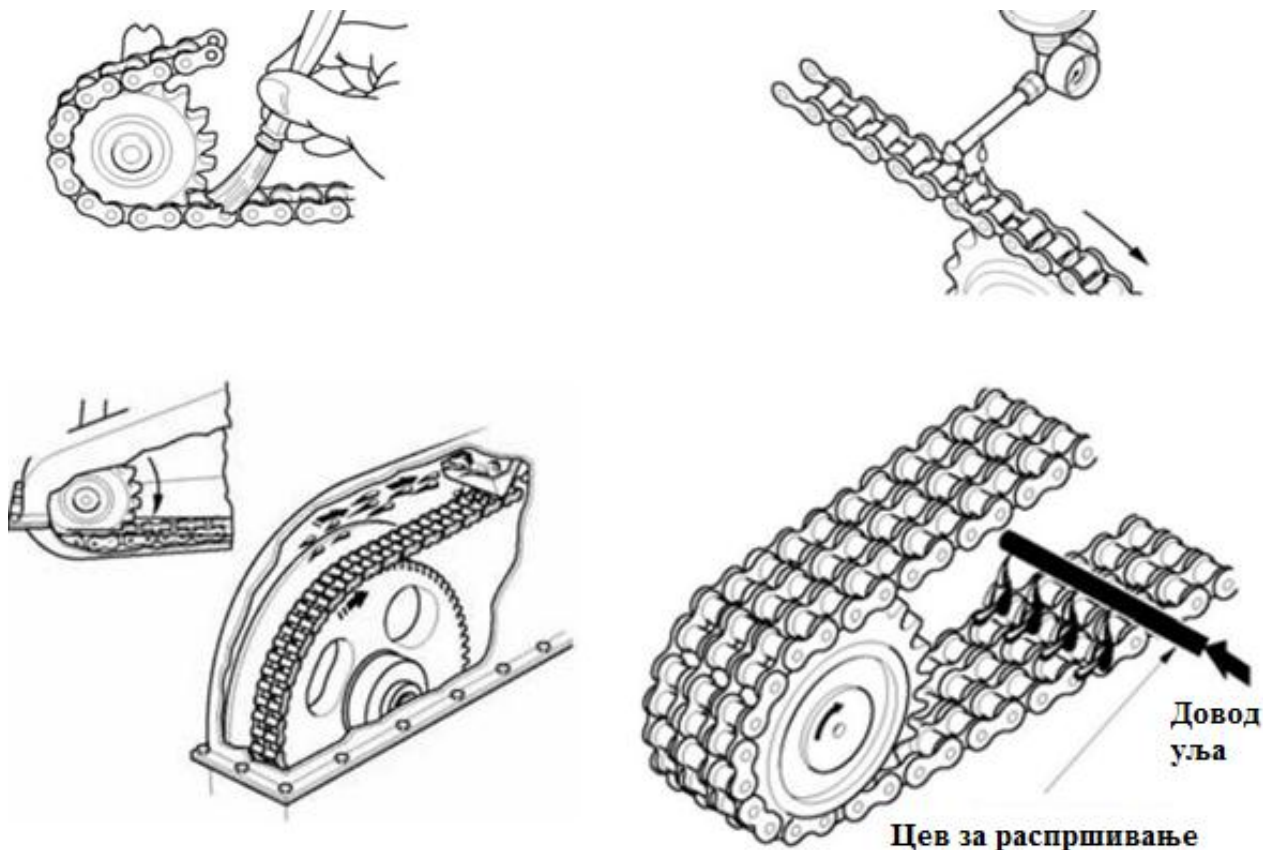
Слика 25. Некарактеристични ланци [15]

Одржавање и подмазивање ланчаних парова

Лачани парови, односно њихове компоненте се као и сви преносници, морају редовно одржавати, како би задржали своју функцију у складу са прорачуном и имали свој прорачунски радни век. Одржавање ланчаних парова састоји се од уклањања нечистоћа (слика 26) и редовног подмазивања ланаца (потапањем у уљну каду или помоћу мазалица). Правилно, правовремено и адекватно подмазивање ланчаних преносника је један од битних услова за правилно функционисање и дуг век ланца. Подмазивањем повећава се отпорност на хабање и ублажава удар чланка о зупце ланчаника, такође повећава се степен искоришћења и смањује се загревање ланца. Битну улогу код подмазивања има избор одговарајућег мазива [4].

При избору мазива треба узети у обзир [4]:

- адекватна вредност вискозности уља за подмазивање,
- интервал подмазивања,
- права количина мазива,
- начин подмазивања и
- температурни опсег примене.



Слика 26. Приказ чишћења и подмазивања ланца [1]

Затезање ланчаних преносника

Ланчани преносници се састоје од ланчаника, ланца и уређаја за затезања ланца. Од правилног затезања ланца често зависи радни век ланчаног преносника. После одређеног периода експлоатације, вучни огранак ланчаног преноса се угиба услед хабања делова ланца и повећања корака. Кинематика и геометрија спрезања се мењају, што доводи до већег оптерећења зглобова ланца, повећања вибрације и буке. На слици 27 приказан је један такав систем.



Слика 27. Затезање ланца [16]

Рад у оваквим условима доводи до смањења поузданости ланчаног преносника и скраћења радног века. Да би се обезбедило правилно спрезање зглобова ланца са зупцима ланчаника потребно је обезбедити правилно и благовремено затезање ланца. Уређаји за затезање ланца постављају се на слободном тј. мање затегнутом огранку. Регулисање величине затезања врши се помоћу завојне или спиралне опруге, клизача и сл. зависно од типа уређаја за затезање. Савремене конструкције уређаја за затезање користе се и за подмазивање ланца, с обзиром да се затезни механизам састоји од самоподмазујућег материјала [5].

Ланац треба да је довољно затегнут како би се правилно преносио обртни момент уз минимално могуће оптерећење ланца. У случају када је ланац превише затегнут отежан је наилазак чланака ланца на ланчаник, повећан је специфичан притисак између делова ланца и зубаца ланчаника, повећана је сила која истеже ланац, повећано је оптерећење вратила и лежаја на вратилима и смањен је радни век ланчаног преносника. Најновије решење за затезање ланца је помоћу еластичног зупчастог прстена. Овај прстен убаца се између вученог и слободног огранка. Због своје еластичности, прстен потиска огранке ланца ка споља и тако их затеже. Еластични затезни прстен није причвршћен већ слободан, што му је велика предност. Међутим, може се користити само за мале преносне односе јер смањује обвојни угао [5].

4. Прорачун и конструкција ланчаног редуктора берача за кукуруз

4.1 Берач за кукуруз

Први изумитељ берача сматра се Quincy око 1850.год. Кратко време после њега изумео је W.Watson из Чикага, док је берач са ваљцима масовно почео да се производи 1930.године, а производња самоходних берача је почела 1950.године. У Србији је тек 1961.године почела производња једноредног берача у ЗМАЈ-у, који је био берач без комушања, док се за комушање користила стационарана комушаљка. 1962.године направљен је у ЗМАЈ-у дворедни берач, а тек 1965.године дворедни берач – комушач вученог типа који је имао и додатну опрему – круњач, 1972 године почела је серијска производња ношеног једноредног берача – комушац у ЗМАЈ-у [17].

Конструктивно извођење берача [17]:

Према броју технолошких операција барачи могу бити [17]:

- берачи
(који врше само бербу),
- берачи – комушачи
(врше бербу и комушање клипова) и
- берачи круњачи
(врше бербу комушање и круњење).

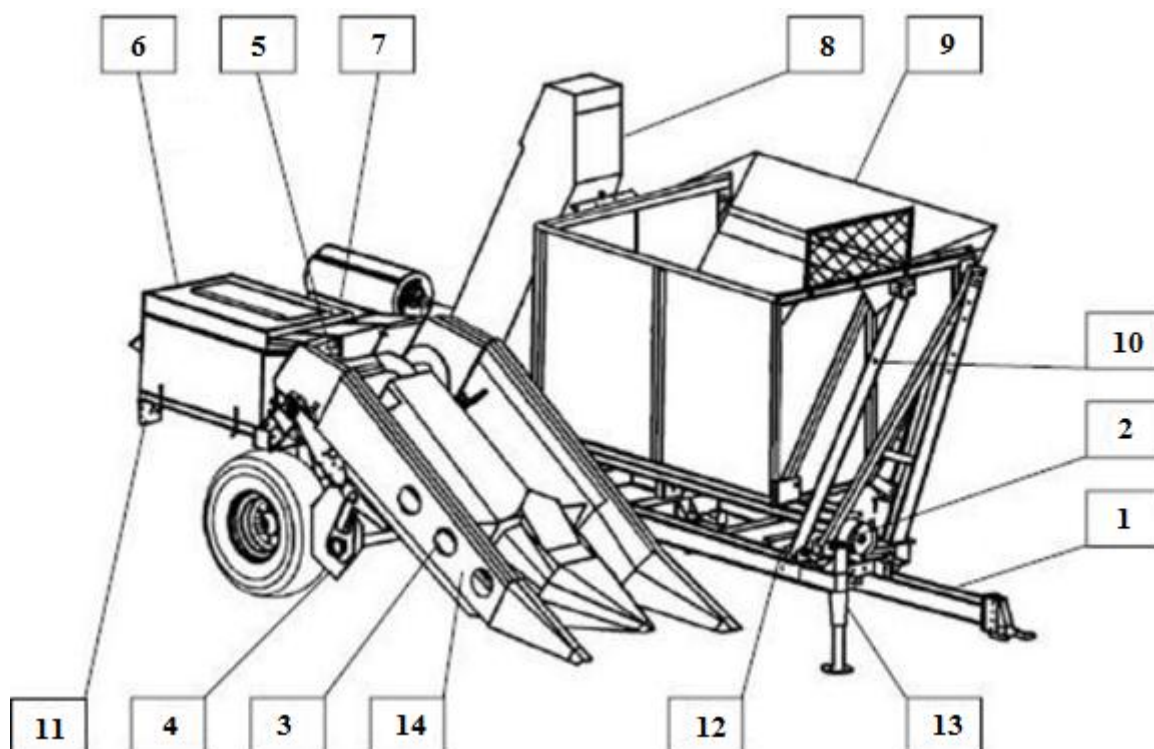
Према погону [17]:

- ношени,
- вучени и
- адаптирани комбајни.

Према броју редова [17]:

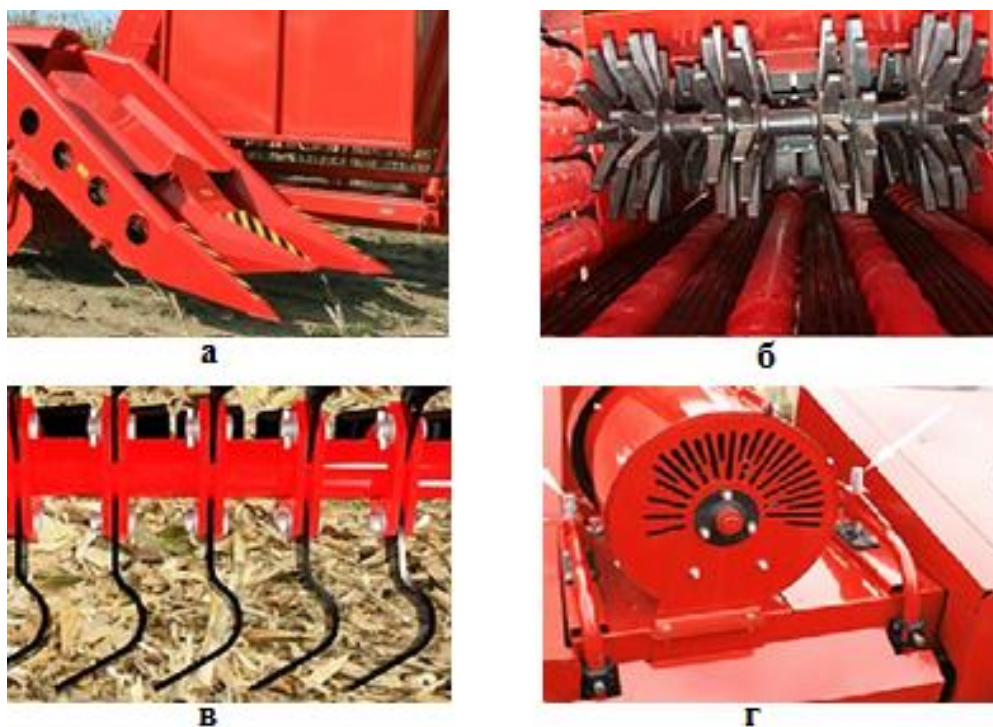
- једноредни и
- вишередни.

На слици 28 приказан је берач за кукуруз са основним склоповима и елементима.



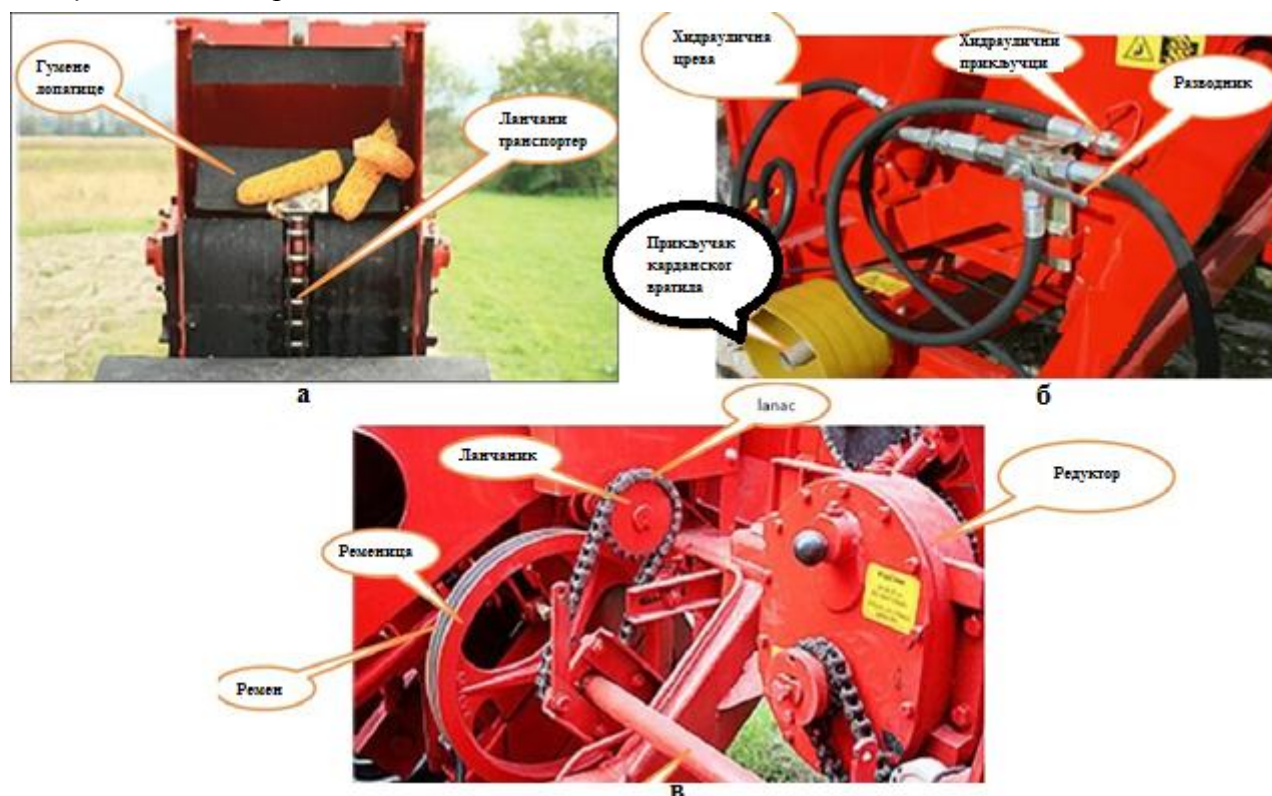
Слика 28. Берач за кукуруз са основним склоповима и елементима, 1. Рам, 2. Погони, 3. Радни орган (хедер), 4. Таруп, 5. Попречни транспортер, 6. Комушач (уређај за комушање), 7. Транспортне лопатице, 8. Вертикални транспортер, 9. Бункер за клипове, 10. Хидраулика, 11. Сигнализација, 12. Вретено, 13. Стопа и 14. Заштитни поклопац хедера [18]

На сликама 29 и 30 приказани су одређени склопови и елементи берача.



Слика 29. Одређени склопови и елементи берача, а) хедер, б) комушач, в) фреза и г) вентилатор [18]

На слици 29. под а, приказан је радни орган берача или хедер. Радни орган или хедер поуздано одваја клипове кукуруза од стабла биљке те их без оштећења транспортује до комушача. Висину берачког уређаја могуће је помоћу хидраулике прилагођавати стању усева (спуштати или подизати). На слици 29. под б приказан је комушач (уређај за комушање клипа). Посебан облик ваљака за комушање осигурава брзо и чисто комушање кукурузних клипова. Састављен је од металних и гумених ваљака (јежеви). Гумени звездасти притискивачи (јежеви) смештени изнад ваљка помичу клип кроз комушач до транспортера. На комушачу су такође четири метална ваљка, који помажу код одвајања нечистоћа. На слици 29. под в приказана је фреза или таруп, налази се иза радног органа, сече биљне остатке те их равномерно расипа по површини и на слици под д приказан је вентилатор, многи берачи немају овај вентилатор. На поклопцу комушача смештен је вентилатор слика 29. под г, који омогућава додатно чишћење клипа од биљних остатака, што је посебно битно кад се бере кукуруз по сувом времену [18]. На слици 30 приказани су такође елементи берача.



Слика 30. Транспортер, хидраулика и ланчани преносник берача, а) елеватор, б) хидраулична инсталација и в) систем преносника [18]

Транспортер помоћу гумених лопатица, смештених на ланчаном транспортеру, клипове одводи до (бункера). Бункером и хедером управља се путем хидраулике трактора. Потребан је један прикључак на трактору јер постоји разводник на берачу. Радне компоненте међусобно се покрећу помоћу зупчаних преносника, ланаца, ремена и осовина и вратила [18].

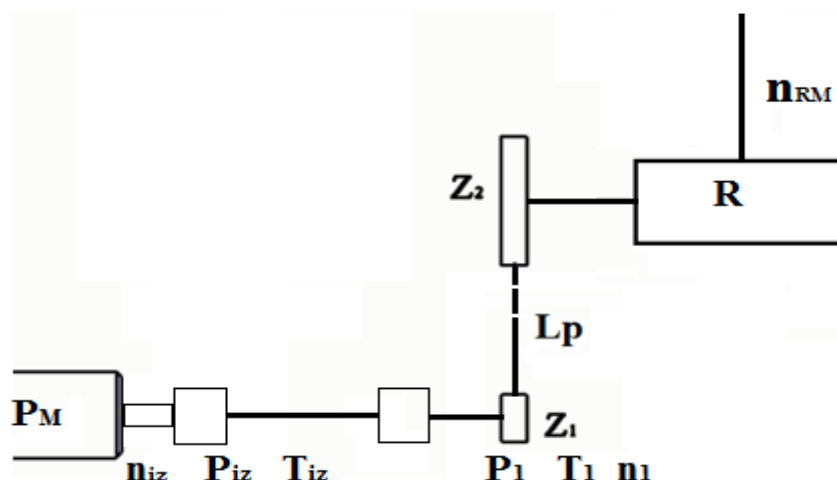
4.2. Прорачун ланчаног редуктора

Задатак: За дати берач кукуруза произвођача “ZMAJ” модел Z 214 потребно је:

- извршити прорачун погонског и гоњеног ланчаника,
- приказати моделе ланчаника и дати техничку документацију.

На основу полазних података за овај тип берача може се приступити прорачуну. Прорачун је рађен на основу литературе [4]. На слици 31 приказана је шема преносника.

Шема преносника :



Слика 31. Шема преносника

$$P_M = 42 \text{ KS} = 30.9 \text{ kW}$$

$$P_{iz} = P_M \cdot \eta_p \cdot \eta_{sp} = 30.9 \cdot 0.95 = 29.34 \text{ kW}$$

$$n_{iz} = 720 \text{ min}^{-1}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{iz}}{30} = 75.398 \text{ s}^{-1}$$

$$T_{iz} = \frac{P_{iz}}{\omega} \cdot 10^6 = 389 \text{ 114.6 Nmm}$$

$$T_{iz} = 389.115 \text{ Nm}$$

$$n_1 = n_{iz} = 720 \text{ min}^{-1}$$

$$T_1 = T_{iz} \cdot \eta_k = 389.115 \cdot 0.98 = 381.332 \text{ Nm}$$

$$P_1 = P_{iz} \cdot \eta_k = 28.75 \text{ kW}$$

Прорачун ланчаног преносника

$$P_1 = 28.75 \text{ kW}$$

$$n_1 = 720 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{Преносни однос } i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{20}{15} = 1.333$$

Положај ланчаног преносника- вертикалан

Радни век преносника $L_h = 10 \text{ 000 h}$

Врста погонског ланца : ваљкасти

Прорачун основних параметара

Број обртаја радне машине $n_{RM} = 540 \text{ min}^{-1}$

$Z_1 = 15, Z_2 = i \cdot Z_1 = 20$

Коригована снага P_o

$$P_o = \frac{C_A \cdot P_1 \cdot K_Z}{K_a \cdot K_L \cdot K_\alpha \cdot K_O \cdot K_T \cdot K_P}$$

$P_1 = 28.75 \text{ kW}$

$C_A = 1.0$ (Т.3.4)

$$K_Z = \left(\frac{19}{Z_1}\right)^{1.085} = 1.29$$

Фактор осног растојања : $K_a = 0.45 \cdot \left(\frac{a}{p}\right)^{0.215}$

$a = (30 \sim 50)p, p = 12.7, a = 30$

$a = 381 \text{ mm}$

$$K_a = 0.45 \cdot \left(\frac{381}{12.7}\right)^{0.215} = 0.938$$

За ланац са ваљцима: $K_L = 1.0$

За два ланчаника: $K_\alpha = 1.0$

Фактор облика ланца: $K_O = 1.0$

$$K_t = \left(\frac{15000}{L_h}\right)^{0.3333} = 1.14$$

Фактор подмазивања: $K_P = 0.7$ (Т.3.5)

$$P_o = \frac{1.5 \cdot 28.75 \cdot 1.292}{0.938 \cdot 1.0 \cdot 1.0 \cdot 1.0 \cdot 1.14 \cdot 0.7} = 74.44 \text{ kW}$$

$n_1 = 720 \text{ min}^{-1}$

На основу добијених резултата са дијаграма носивости ваљкастог ланца (3.15) читавамо и усвајамо дворедни ланац Nr16B

$p = 25.4 \text{ mm}, A = 421 \text{ mm}^2, q = 5.4 \text{ kg/m}, F_M = 110 \text{ Kn}, e = 31.88 \text{ mm}, b_1 = 17.02, b_2 = 25.45$

Провеера степена сигурности

Обртни момент : $T_1 = 381.332 \text{ Nm}$

Пречник подеоног круга погонског ланчаника

$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z_1}\right)} = 122.16 \text{ mm}$$

Обимна сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = 6242.8 \text{ N}$$

Обимна брзина

$$V = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = 4.605 \text{ m/s}$$

$F_C = q \cdot V^2 = 114.51 \text{ N}$

$a = 30 \cdot p = 30 \cdot 25.4 = 762 \text{ mm}$

$$\beta = \arcsin \frac{d_{01} - d_{02}}{2 \cdot a} = \arcsin \frac{(Z_2 - Z_1) \cdot p}{2 \pi \cdot a} = 1.1399^\circ$$

$$\beta = 1.1399^\circ$$

Број чланака ланца

$$Z = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a} = 77.2199$$

Усваја се број чланака 78

Стварна вредност осног растојања

$$a = \frac{p}{4} \left[Z - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(Z - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right]$$

$$a = 768.084 \text{ mm}$$

Дужина праволинијског дела ланца: $L = a = 768.084 \text{ mm}$

Сила затезања услед тежине слободног огранка

$$\alpha = 90^\circ$$

$$F_G = q \cdot g \cdot L = 40.688 \text{ N}$$

Укупна сила затезања у вучном огранку

$$F = C_A \cdot F_t + F_C + F_G = 6397.9 \text{ N}$$

Степен сигурности

$$s = \frac{F_M}{F} = 17.19$$

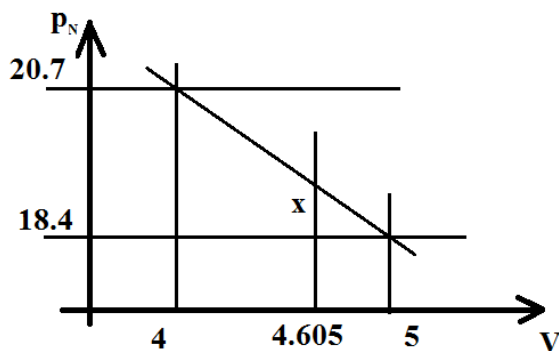
Провера површинског притиска

Средња вредност површинског притиска

$$p = \frac{F}{A} = 14.2 \text{ N/mm}^2$$

Површинска издржљивост ланца (Т.3.6)

На слици 32 приказана је интерполација



Слика 32. Интерполација

$$\frac{x}{20.7 - 18.4} = \frac{5 - 4.605}{5 - 4}$$

$$x = 0.9085$$

$$p_N = 18.4 + x = 19.3085 \text{ N/mm}^2$$

Фактор хабања

$$K_h = \sqrt{\frac{226 \cdot i}{L_h} \left(\frac{a}{p} \cdot \frac{1}{1+i} + 4.75 \right)}$$

$$K_h = 1.0408$$

Дозвољени површински притисак

$$p_d = p_k \cdot K_H \cdot K_p \cdot K_L \cdot K_a$$

$$p_d = 15.067 \text{ N/mm}^2 > p = 14.2 \text{ N/mm}^2$$

Основне геометријске и кинематске величине ланчаника

Пречник подеоног круга ланчаника

$$d = \frac{p}{\sin \frac{\tau}{2}} = \frac{p}{\sin \frac{180}{2}} = 122.167 \text{ mm}$$

Пречник подножног круга

$$d_{f1} = d - d_1 = 106.287 \text{ mm}$$

$$d_1 = 15.88 \text{ (Т.3.1)}$$

Пречник теменог круга

$$d_a = d \cdot \cos \frac{\tau}{2} + 0.8 \cdot d_1 = 132.201 \text{ mm}$$

Максимална и минимална вредност теменог пречника ланчаника су:

$$d_{amax} = d + 1.25 \cdot p - d_1 = 138.037 \text{ mm}$$

$$d_{amin} = d + \left(1 - \frac{1.6}{z_1}\right) \cdot p - d_1 = 129.008 \text{ mm}$$

Полупречник међузубља

$$r_{1min} = 0.505 \cdot d_1 = 7.94 \text{ mm}$$

$$r_{2max} = 0.505 \cdot d_1 + 0.069 \cdot \sqrt[3]{d_1} = 8.113 \text{ mm}$$

Усваја се $r_1 = 8$

Полупречник главе зуба

$$r_{2min} = 0.12 \cdot d_1 \cdot (z_1 + 2) = 32.395 \text{ mm}$$

$$r_{2max} = 0.008 \cdot d_1 \cdot (z_1^2 + 180) = 51.4512 \text{ mm}$$

Усваја се $r_2 = 42 \text{ mm}$

Угао положаја полупречника заобљења r_2 :

$$\chi_{min} = 120 - \frac{90^\circ}{z_1} = 114^\circ$$

$$\chi_{max} = 140 - \frac{90^\circ}{z_1} = 134^\circ$$

$$\chi = \frac{114 + 134}{2} = 124^\circ$$

Заобљење зупчастог венца у попречном правцу

$$r_3 = (1.3 - 1.5) \cdot d_1 = 23.82 \text{ mm}$$

$$B_N = B_1 + (N - 1) \cdot e$$

Број редова ланца $N = 2$, Из табеле за ланац (Т.3.3) за ланац 16В, $B_1 = 15.83 \text{ mm}$

$$e = 31.88, B_2 = 47.71 \text{ mm}, r_{4min} = 0.4 \text{ mm}, r_{4max} = 2.5 \text{ mm}$$

$$B_2 = 47.76 \text{ mm} < b_1 + e = 48.9$$

Пречник тела ланчаника

$$d_s = p \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z} \right) - 1.05 \cdot g_1 - 2 \cdot r_4 - 1 = 93.463 \text{ mm}$$

Усваја се : $d_s = 93 \text{ mm}$

$$g_1 = 21.08 \text{ mm} \text{ Максимална висина ламеле (Т.1)}$$

$$r_4 = \frac{r_{4min} + r_{4max}}{2} = 1.45 \text{ (Т.3.3)}$$

Пречник подеоног круга ланчаника

$$d = \frac{p}{\sin \frac{\tau}{2}} = \frac{p}{\sin \frac{180}{2}} = 162.368 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{360}{z_2} = 18$$

Пречник подножног круга

$$df_1 = d - d_1 = 146.488 \text{ mm}$$

$$d_1 = 15.88 \text{ (Т.3.1)}$$

Пречник теменог круга

$$d_a = d \cdot \cos \frac{\tau}{2} + 0.8 \cdot d_1 = 173.073 \text{ mm}$$

Максимална и минимална вредност теменог пречника ланчаника су:

$$d_{amax} = d + 1.25 \cdot p - d_1 = 178.238 \text{ mm}$$

$$d_{amin} = d + \left(1 - \frac{1.6}{z_1}\right) \cdot p - d_1 = 169.856 \text{ mm}$$

Полупречник међузубља

$$r_{1min} = 0.505 \cdot d_1 = 7.94 \text{ mm}$$

$$r_{2max} = 0.505 \cdot d_1 + 0.069 \cdot \sqrt[3]{d_1} = 8.113 \text{ mm}$$

Усваја се $r_1 = 8$

Полупречник главе зуба

$$r_{2min} = 0.12 \cdot d_1 \cdot (z_1 + 2) = 32.395 \text{ mm}$$

$$r_{2max} = 0.008 \cdot d_1 \cdot (z_1^2 + 180) = 51.4512 \text{ mm}$$

Усваја се $r_2 = 42 \text{ mm}$

Угао положаја полупречника заобљења r_2 :

$$\chi_{min} = 120 - \frac{90^\circ}{z_1} = 114^\circ$$

$$\chi_{max} = 140 - \frac{90^\circ}{z_1} = 134^\circ$$

$$\chi = \frac{114 + 134}{2} = 124^\circ$$

Заобљење зупчастог венца у попречном правцу

$$r_3 = (1.3 - 1.5) \cdot d_1 = 23.82 \text{ mm}$$

$$B_N = B_1 + (N - 1) \cdot e$$

Број редова ланца $N = 2$, Из табеле за ланац (Т.3.3) за ланац 16В, $B_1 = 15.83 \text{ mm}$

$$e = 31.88, B_2 = 47.71 \text{ mm}, r_{4min} = 0.4 \text{ mm}, r_{4max} = 2.5 \text{ mm}$$

$$B_2 = 47.76 \text{ mm} < b_1 + e = 48.9$$

Пречник тела ланчаника

$$d_s = p \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z}\right) - 1.05 \cdot g_1 - 2 \cdot r_4 - 1 = 134.336 \text{ mm}$$

Усваја се : $d_s = 134 \text{ mm}$

Одређивање димензија отвора за вратило и димензије клина за погонски ланчаник

За вратило усвајамо Č0645 (Т.11.2.1)

$$\tau_d = 220 \text{ МПа (Т.11.2.1)}$$

$$\text{Фактор } K=2.2 \text{ (Т.6.5.6)}$$

$$\text{Усваја се степен сигурности } S=2$$

$$\text{Дозвољени напон } \tau_{doz} = \frac{\tau_{D(0)}}{K \cdot S} = 50 \text{ МПа}$$

$$\text{Момент увијања: } T_1 = 381.332 \text{ Nm}$$

Пречник вратила:

$$d_{iz} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot \tau_{doz}}} = 0.0338 \text{ m}$$

$$d_{iz} = 33.8 \text{ mm}$$

$$\text{За } d_{iz} = 33.8 \text{ mm, } t=4.7 \text{ mm}$$

$$d_{vr} = d_{iz} + t = 38.5 \text{ mm}$$

$$\text{Усваја се } d_{vr} = 40 \text{ mm}$$

$$\text{Димензије клина } b \times h = 12 \times 8$$

$$t=4.9 \text{ mm, } t_1=3.1 \text{ mm, } r=0.5 \text{ mm (Т.6.8.1 М. Е.)}$$

$$\text{Дужина главчине } l_g = 1.5 \cdot d_{vr} = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Пречник главчине } d_g = (1.2-1.6) \cdot d_{vr} = 60 \text{ mm}$$

Одређивање димензија отвора за вратило и димензије клина за гоњени ланчаник

$$\text{За вратило усвајамо } \check{C}0645 \text{ (Т.11.2.1)}$$

$$\tau_d = 220 \text{ МПа (Т.11.2.1)}$$

$$\text{Фактор } K=2.2 \text{ (Т.6.5.6)}$$

$$\text{Усваја се степен сигурности } S=2$$

$$\text{Дозвољени напон } \tau_{doz} = \frac{\tau_{D(0)}}{K \cdot S} = 50 \text{ МПа}$$

$$\text{Момент увијања: } T_1 = 381.332 \text{ Nm}$$

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta_{LP} = 467.77 \text{ Nm}$$

Пречник вратила:

$$d_{iz} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{t2}}{\pi \cdot \tau_{doz}}} = 0.03625 \text{ m}$$

$$d_{iz} = 36.25 \text{ mm}$$

$$\text{За } d_{iz} = 36.25 \text{ mm, } t=4.7 \text{ mm}$$

$$d_{vr} = d_{iz} + t = 40.95 \text{ mm}$$

$$\text{Усваја се } d_{vr} = 42 \text{ mm}$$

$$\text{Димензије клина } b \times h = 12 \times 8$$

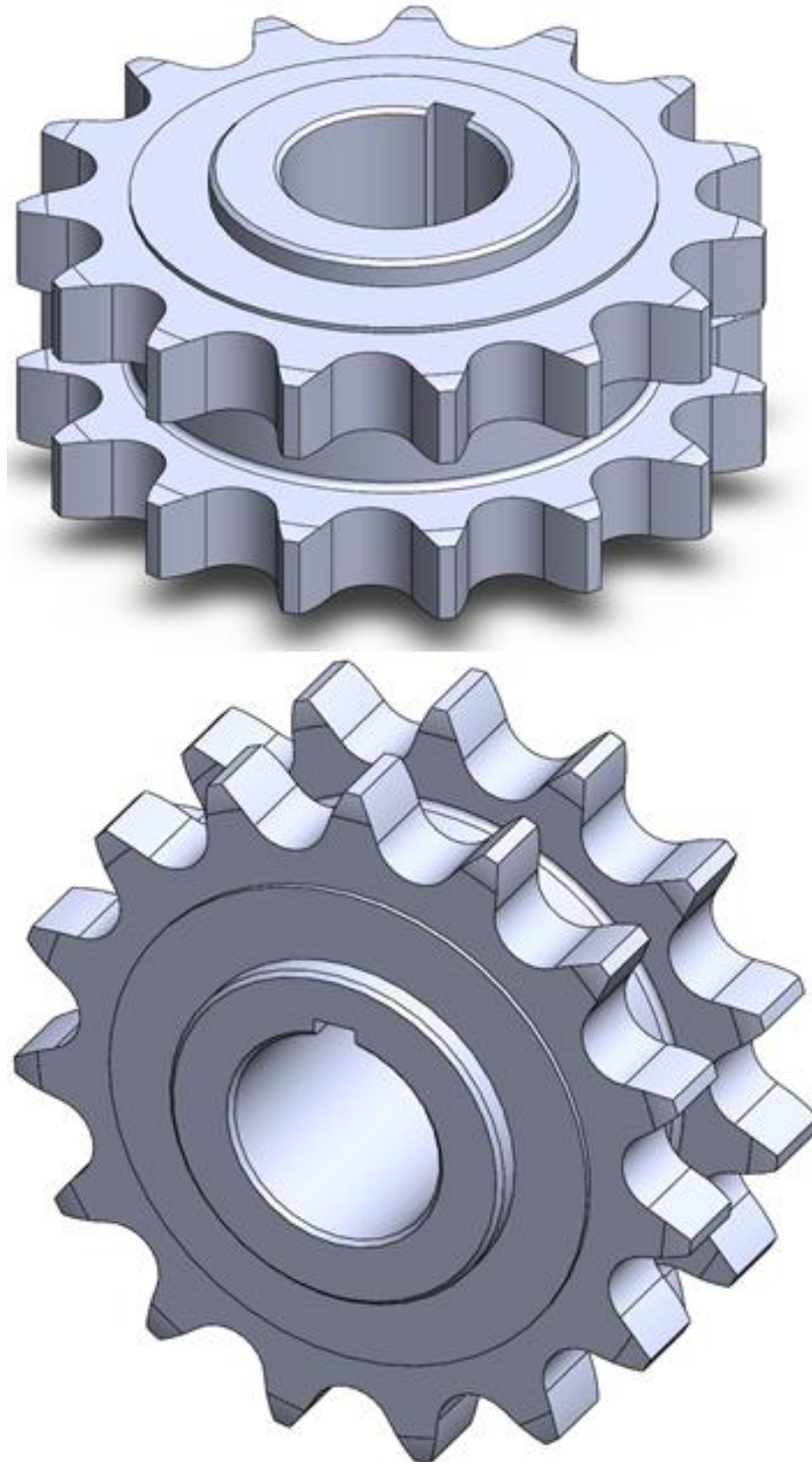
$$t=4.9 \text{ mm, } t_1=3.1 \text{ mm, } r=0.5 \text{ mm (Т.6.8.1 М. Е.)}$$

$$\text{Дужина главчине } l_g = 1.5 \cdot d_{vr} = 63 \text{ mm, Усваја се } l_g = 60 \text{ mm}$$

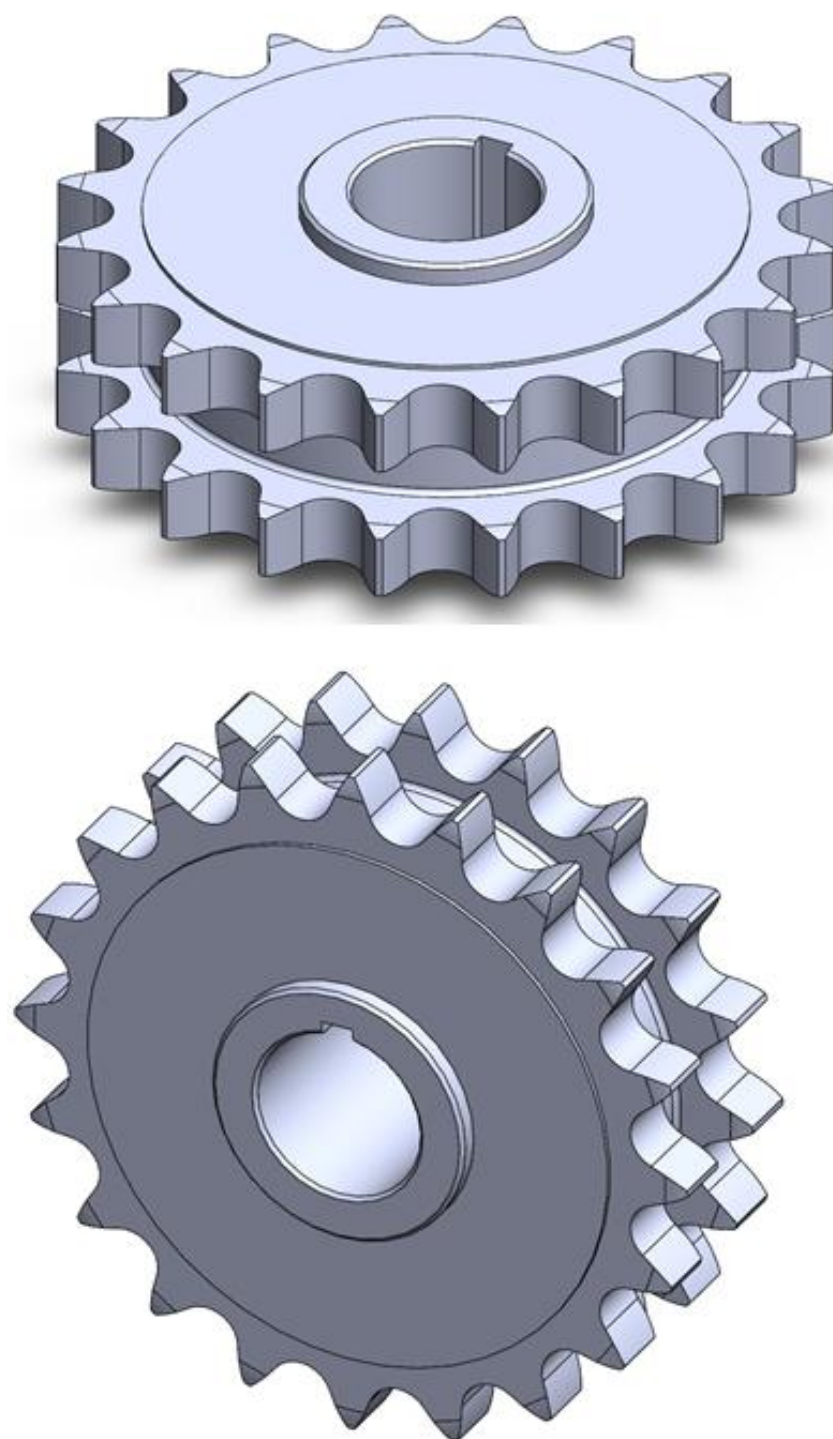
$$\text{Пречник главчине } d_g = (1.2-1.6) \cdot d_{vr} = 63 \text{ mm, Усваја се } d_g = 65 \text{ mm}$$

5. Конструкција ланчаника

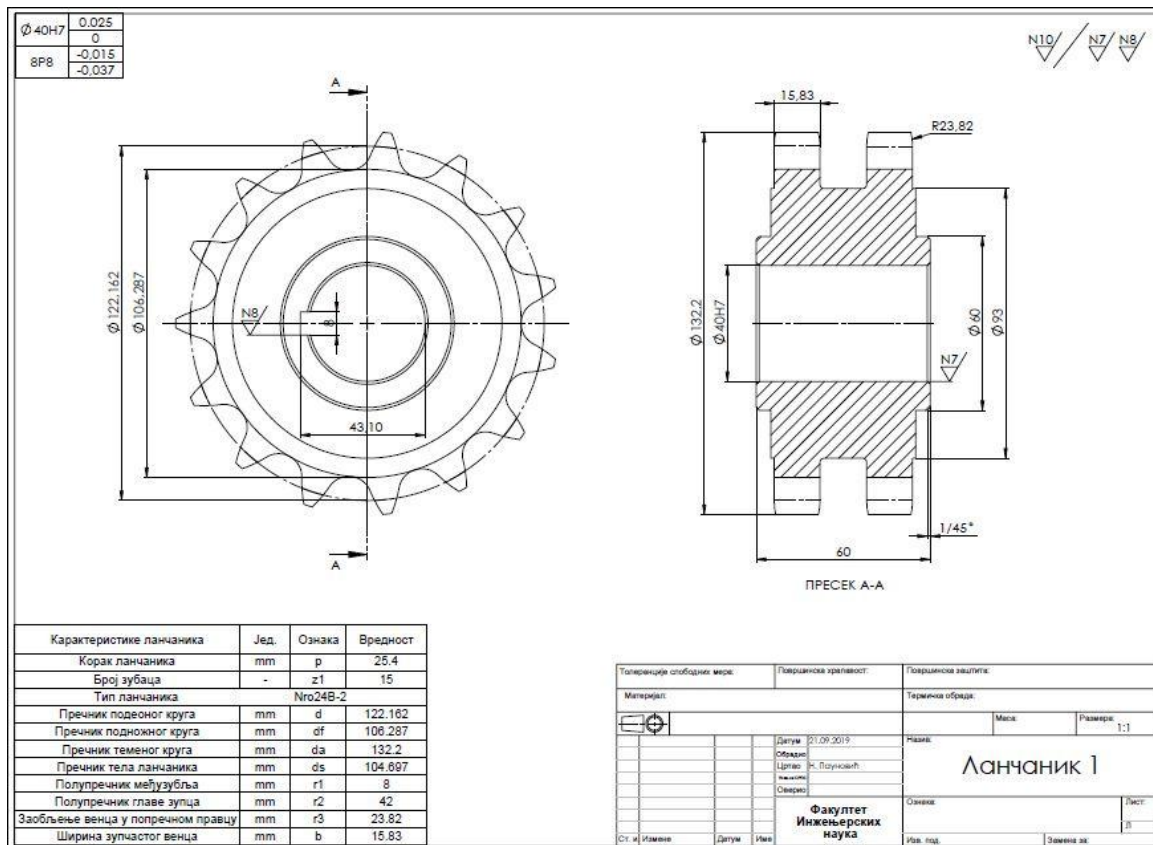
На сликама 33 и 34 приказани су 3D модели ланчаника док је на сликама 35 и 36 приказана техничка документација ланчаника.



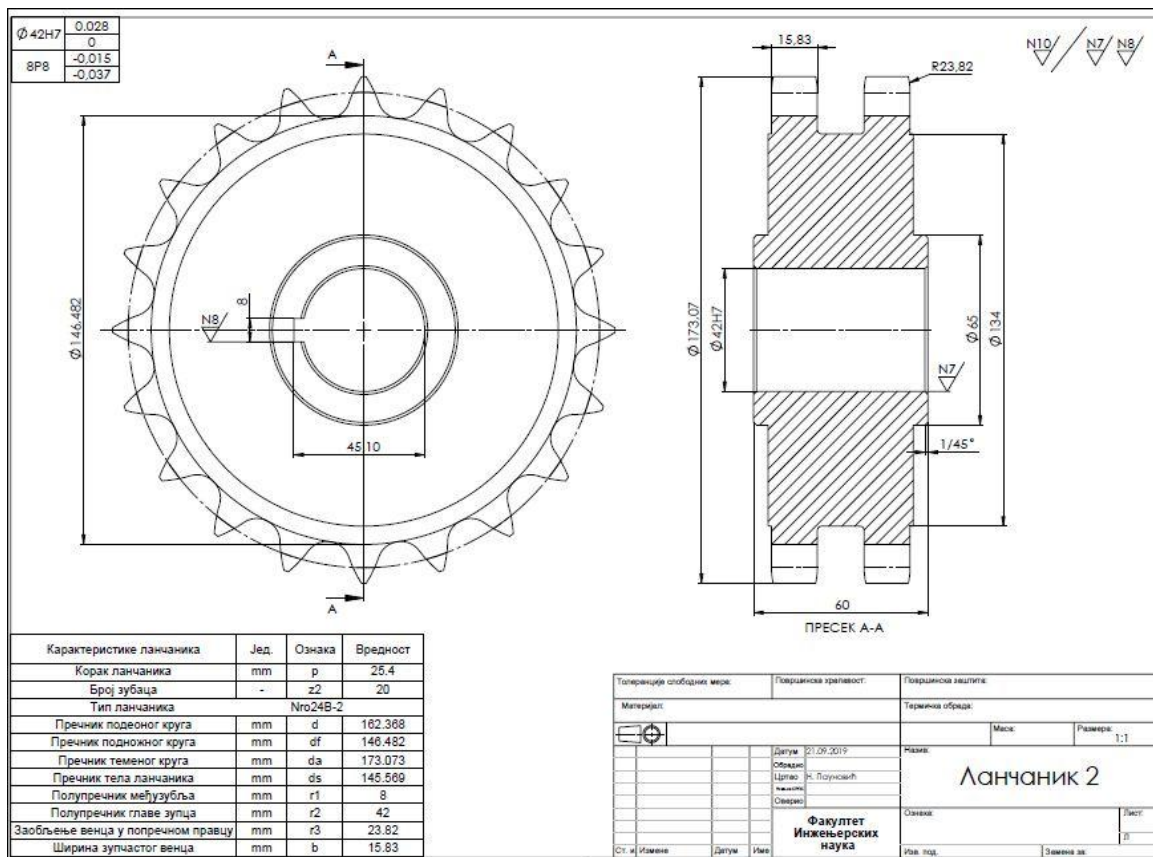
Слика 33. Ланчаник 1



Слика 34. Ланчаник 2



Слика 35. Техничка документација ланчаника 1



Слика 36. Техничка документација ланчаника 2

Закључак

На самом почетку овог завршног рада описани су машински елементи али је и шематски приказана хијерархија делова у машини. Сливовито су приказани механички преносници, описана њихова функција, представљене најбитније карактеристике као и предности и недостаци сваког механичког преносника појединачно. Главни акценат је стављен на ланчане преноснике, описан је историјски развој ланчаника и ланца и дата једна од првих сачуваних скица ланаца.

Берач за кукуруз је веома примењена пољопривредна машина. Иако се данас све више примењују самоходни берачи првенствено због брзине скидана кукуруза (брања), тј. продуктивности самог процеса, постоје многа пољопривредна подручја где су вучни берачи за кукуруз остали незамењени.

Један део овог завршног рада се односи на прорачун ланчаног редуктора берача за кукуруз, на основу полазних података погонске машине израчунати су сви потребни и неопходни параметри за конструисање ланчаника како погонског тако и гоњеног. На основу добијених података нацртани су 3D модели ланчаника и урађена техничка документација. Прорачун може служити у одређеној мери за побољшање и искоришћења перформанси посматраног система.

Литература

- [1] В. Вуковић, М. Вуковић, И. Кнежевић и М. Бојанић, *Основе машинства*, Универзитет за пословни инжењеринг и менаџмент Бања Лука, Бања Лука, 2015.
- [2] Интернет страница: www.scribd.com,https://www.scribd.com/doc/109972363/Prenosnici-Snage-i-Kretanja, приступљено: 10.9.2019. године.
- [3] Ауторизована предавања, *Машински елементи*, Факултет техничких наука Универзитет у Новом Саду, Нови Сад, 2018,
- [4] Б. Стојановић и М. Благојевић, *Механички преносници*, Факултет Инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2015.
- [5] Р. Глигорић, *Машински елементи*, Пољопривредни Факултет Универзитета у Новом Саду, Нови Сад, 2015.
- [6] В. Николић, *Машински елементи*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.
- [7] Интернет страница: <https://osjmtio.wordpress.com> , приступљено 10.09.2019. године.
- [8] Интернет страница: <https://bit.ly/2A5TOzH> , приступљено 10.09.2019. године.
- [9] Интернет страница: <http://omk.mas.bg.ac.rs/files/elementi2/smena3/2-Uvod-zupcasti%20prenosnici.pdf> , приступљено 10.09.2019. године.
- [10] Интернет страница: https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwjf3A6tLkAhUuMuwKHRtdA4wQjhx6BAgBEAI&url=http%3A%2F%2Fwww.grid.uns.ac.rs%2Fdata%2Fbiblioteka%2Fizdavastvo%2Fknjige%2Fsistemi%2F491_praktikum_gs_1902.pdf&psig=AOvVaw2_4n0Ce59BirCZD6Wcawss&ust=1568637031635515, приступљено 10.09.2019. године
- [11] Интернет страница: http://www.britishconveyorchain.com/history_chain.php , приступљено 10.09.2019. године
- [12] Интернет страница: <http://www.demedoo.com/Proizvodi/galov>, приступљено 10.09.2019. године
- [13] Интернет страница: <https://www.halooglasi.com/poljoprivreda/rezervni-delovi-za-masine/galovi-lanci-spojnice-poluspojnice-za-poljo-m/5425458506546>, приступљено 10.09.2019. године
- [14] Интернет страница: <https://www.limundo.com/kupovina/Masine-i-alati/Poljoprivreda/Lanac-sa-tri-reda-i-lancanik-za-prenos-REDUKTOR/76253665>, приступљено 10.09.2019. године
- [15] Интернет страница: <https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwiwiKXlwNXkAhUDCewKHdjYBKgQjhx6BAgBEAI&url=http%3A%2F%2Fwww.privrednamreza.com%2FAGroLine-lanci-za-industriju&psig=AOvVaw3i4O79k4Cpo7MgUXTCKR2y&ust=1568728653989409> , приступљено 10.09.2019. године

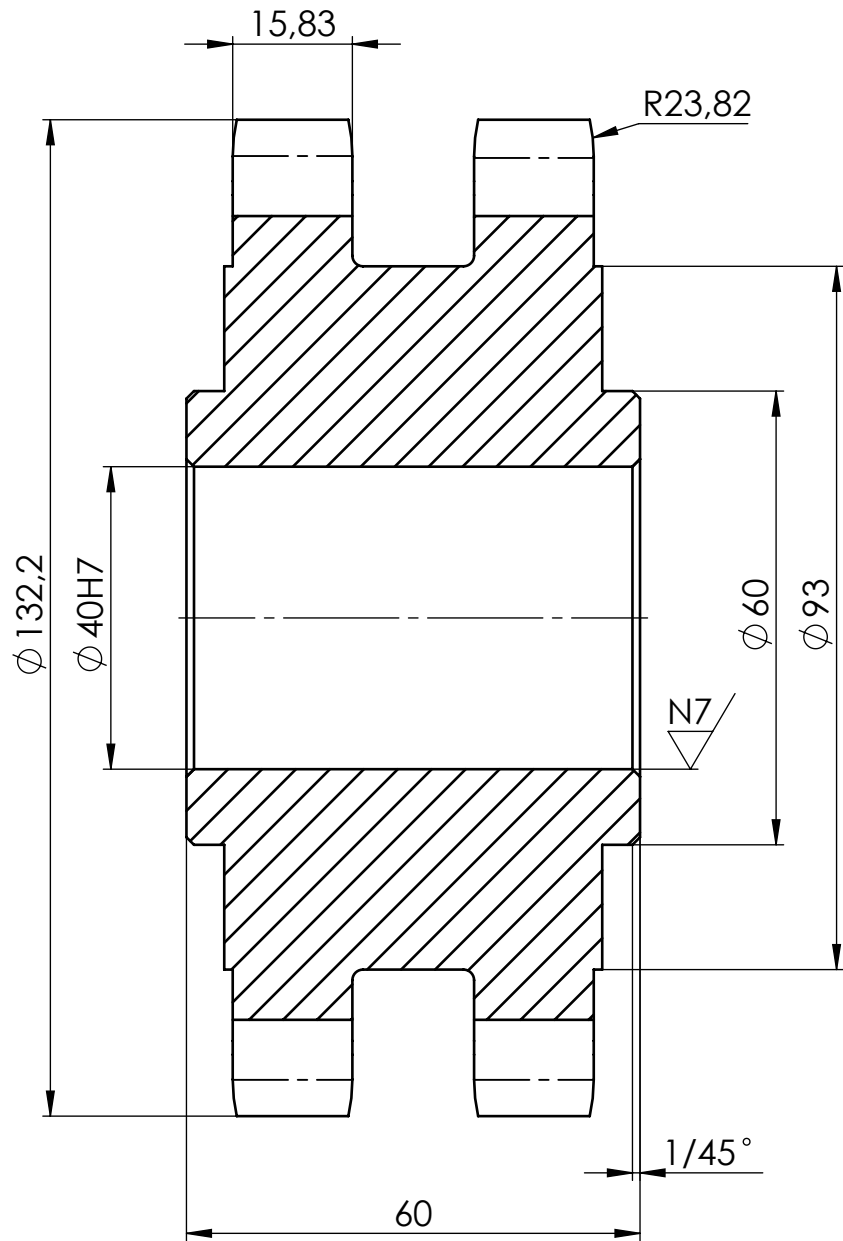
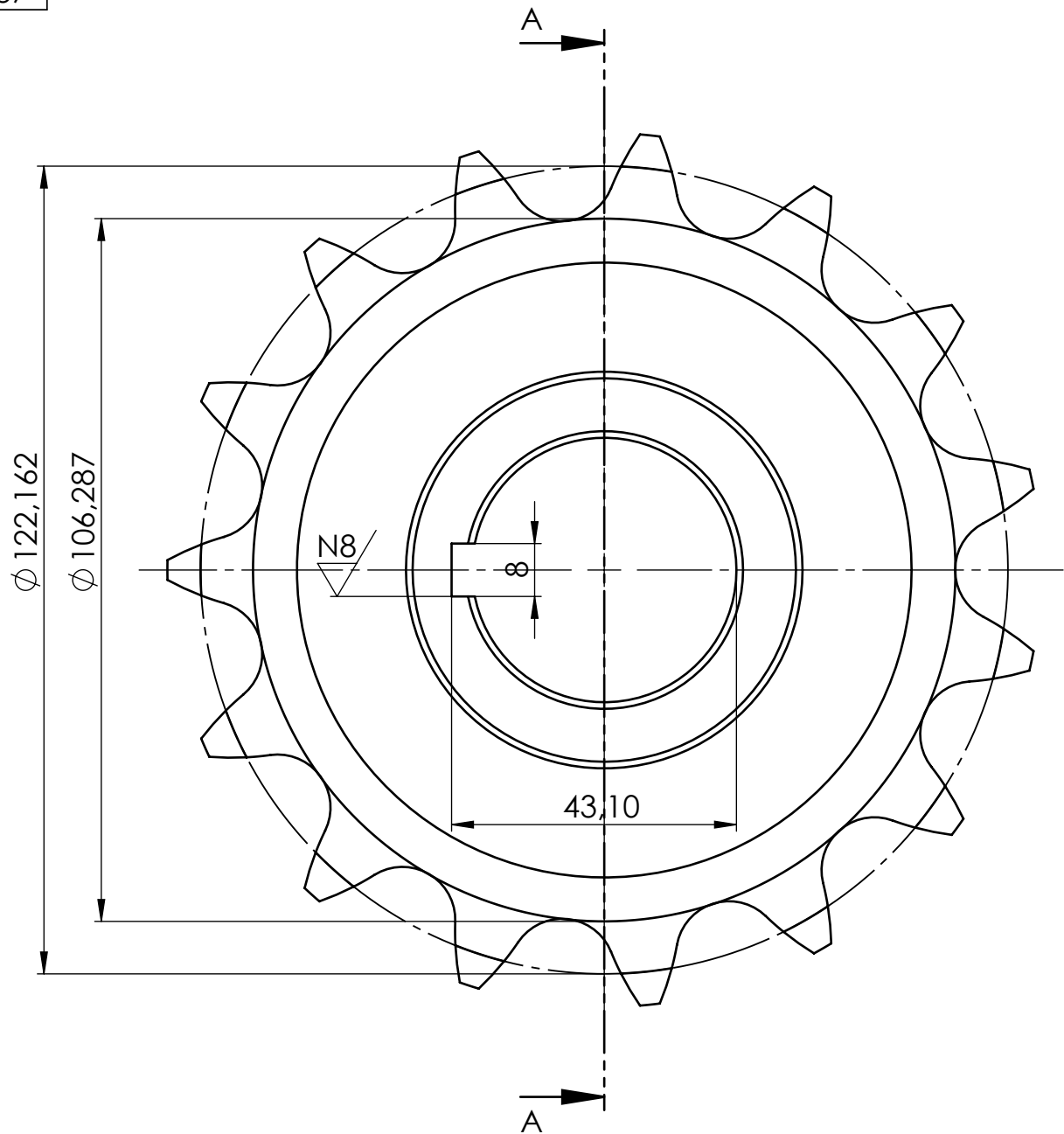
- [16] Интернет страница: <https://www.silux.rs/motorsport-vesti/74/kada-je-vreme-za-zamenu-pogonskog-lanca>, приступљено 10.09.2019. године
- [17] Интернет страница: <https://studenti.rs/skripte/poljoprivreda-sumarstvo/beraci-kukuruza/>, приступљено 10.09.2019. године
- [18] Интернет страница: <http://www.sip.si/spremanje-kukuruza/items/tornado-80>, приступљено

Ø 40H7	0.025
	0
8P8	-0,015
	-0,037

N10

N7

N8

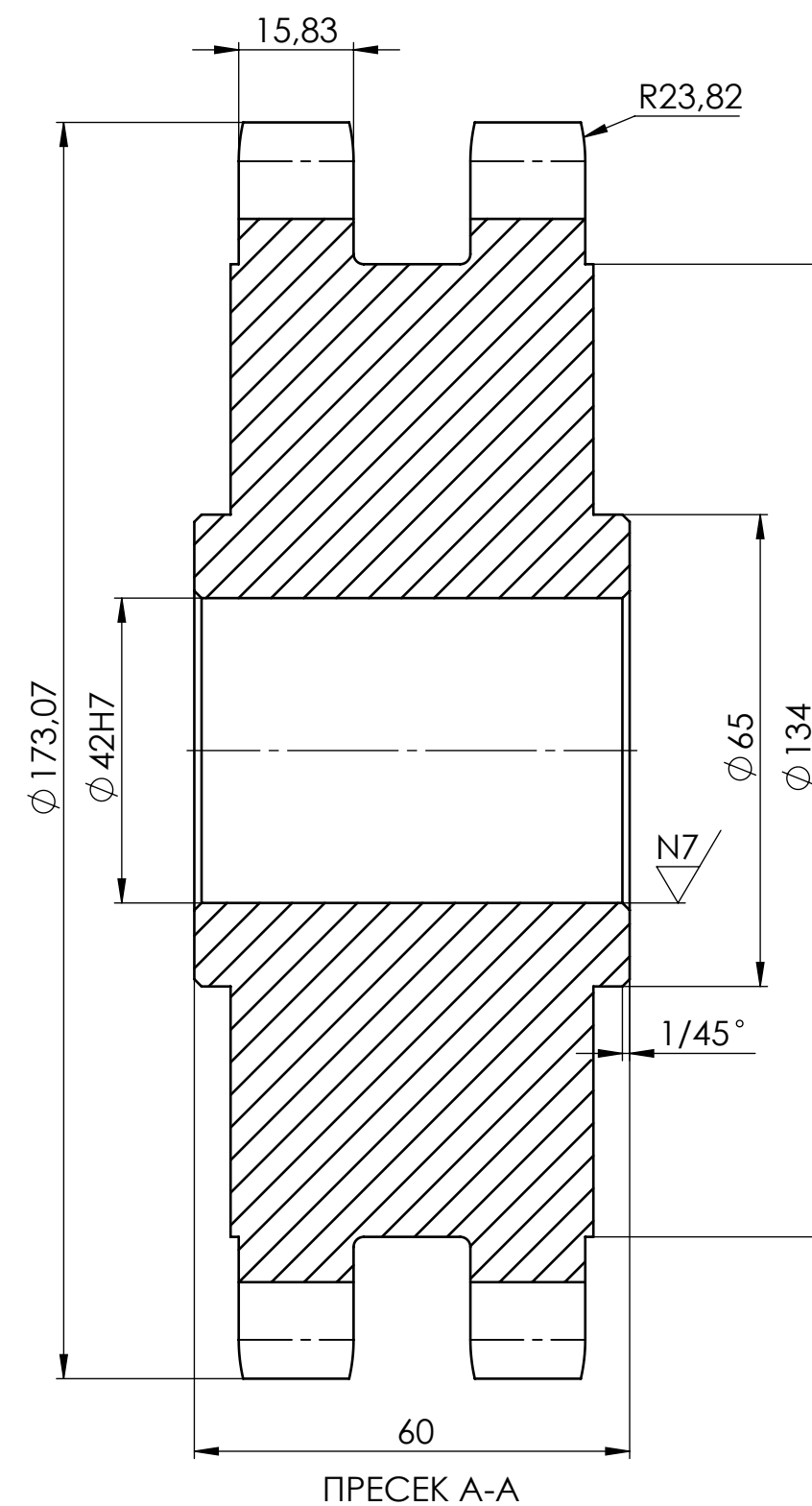
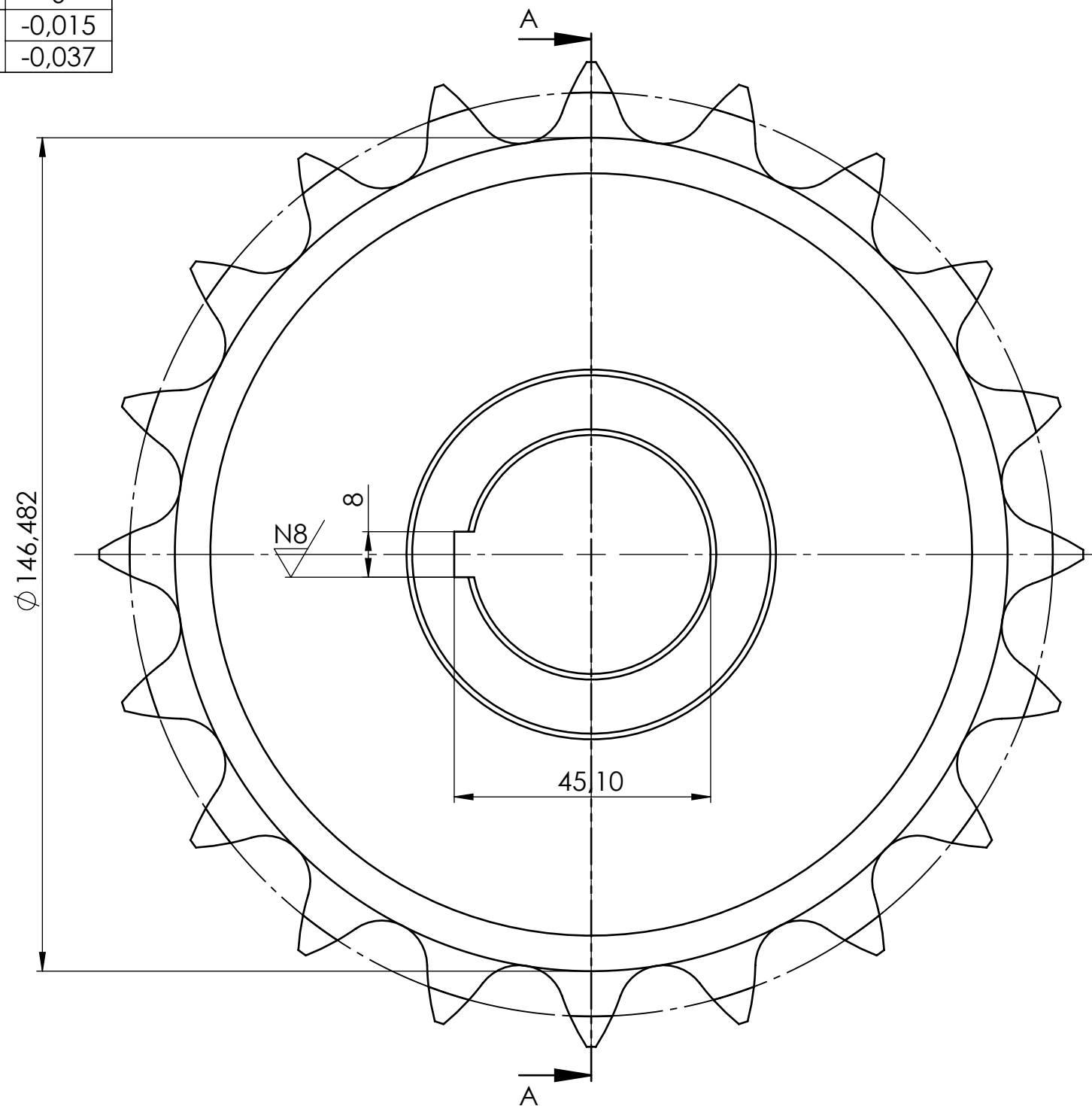


ПРЕСЕК A-A

Карактеристике ланчаника	Јед.	Ознака	Вредност
Корак ланчаника	mm	p	25.4
Број зубаца	-	z1	15
Тип ланчаника	Nro24B-2		
Пречник подеоног круга	mm	d	122.162
Пречник подножног круга	mm	df	106.287
Пречник теменог круга	mm	da	132.2
Пречник тела ланчаника	mm	ds	104.697
Полупречник међузубља	mm	r1	8
Полупречник главе зупца	mm	r2	42
Заобљење венца у попречном правцу	mm	r3	23.82
Ширина зупчастог венца	mm	b	15.83

Толеранције слободних мера:				Површинска храпавост:		Површинска заштита:				
Материјал:						Термичка обрада:				
								Маса:	Размера: 1:1	
				Датум	21.09.2019	Назив: Ланчаник 1				
				Обрадио						
				Цртао	Н. Пауновић					
				Ускл.са СРПС						
				Оверио						
				Факултет Инжењерских наука		Ознака:			Лист: Л	
Ст. и.	Измене	Датум	Име							
						Изв. под.			Замена за:	

Ø 42H7	0.028
	0
8P8	-0,015
	-0,037



Карактеристике ланчаника	Јед.	Ознака	Вредност
Корак ланчаника	mm	p	25.4
Број зубаца	-	z2	20
Тип ланчаника	Nro24B-2		
Пречник подеоног круга	mm	d	162.368
Пречник подножног круга	mm	df	146.482
Пречник теменог круга	mm	da	173.073
Пречник тела ланчаника	mm	ds	145.569
Полупречник међузубља	mm	r1	8
Полупречник главе зупца	mm	r2	42
Заобљење венца у попречном правцу	mm	r3	23.82
Ширина зупчастог венца	mm	b	15.83

Толеранције слободних мера:				Површинска храпавост:		Површинска заштита:			
Материјал:						Термичка обрада:			
						Маса:		Размера: 1:1	
				Датум	21.09.2019	Назив: Ланчаник 2			
				Обрадио					
				Цртао	Н. Пауновић				
				Уккл.са СРПС					
				Оверио					
				Факултет Инжењерских наука		Ознака:			Лист:
									л
Ст. и.	Измене	Датум	Име			Изд. под.			Замена за: