

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: 69/2012

Никола Д. Црноглавац

Прорачун и анализа ланчаног редуктора формуле студент

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Блажа Стојановић, доцент - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

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

Никола Д. Црноглавац 69/2012

У оквиру завршног рада кандидат треба да прикаже основне карактеристике ланчаних преносника. Кандидат треба да изврши поделу и класификацију ланчаних преносника, са тежиштем на нове ланце. Поред тога, кандидат треба да да основне информације о подмазивању ланаца. Тежиште рада се односи на класификацију оштећења, односно хабања ланчаних преносника. Кандидат треба да прикаже најчешће врсте хабања, узроке као и мере за њихово отклањање.

Препоручена литература:

1. Танасијевић, С., *Механички преносници*, Машински факултет, Крагујевац, 1994
2. Стојановић, Б., Благојевић, М., *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015.
3. Танасијевић, С., *Основи трибологије машинских елемената*, Научна књига, Београд, 1989.

Крагујевац, 2016

ментор:

Др Блажа Стојановић, доцент

Резиме

Ланчани преносници су најчешће примењени и коришћени преносници снаге на тржишту. У дипломском раду су дате основне карактеристике ланчаних преносника, њихова подела, конструкција, предности, недостаци итд. Посебна пажња је на прорачуну ланчаних преносника и њиховом радном веку. Приказани су најчешћи прорачуни ланчаних преносника, као и фактори који утичу на прорачуне. Такође су дати најчешћи откази који се могу појавити при њиховој експлоатацији, њихови узроци и мере за отклањање, односно успоравање.

Кључне речи: ланчани преносници, прорачун, услови хабања, отказ.

Summary

Chain drives are most commonly used and applied as drive transmissions on the market. This work contains chain drive's basic characteristics, their types, construction, advantages, disadvantages, calculations etc. Special attention is given for chain drive wear and work life. Also, there are most common failures in chain drive's exploitation, their causes and wear measures for wear elimination.

Keywords: chain drive, wear, calculations, failure.

Садржај:

1. УВОД.....	1
1.1. Предности и недосаци ланчаног преносника.....	1
1.2. Историјски развој.....	2
1.3. Делови ланчаног преносника.....	3
1.4. Подмазивање ланчаних преносника.....	4
2. ПОДЕЛА ЛАНАЦА.....	6
2.1. Ваљкасти ланци.....	7
2.2. Чаурасти ланци.....	8
2.3. Зупчасти ланци.....	9
2.4. Ланци са осовиницама.....	9
2.5. Специјални ланци.....	10
3. ХАБАЊЕ ЛАНЧАНИХ ПРЕНОСНИКА.....	11
3.1. Класификација хабања.....	11
3.2. Мерење издужења ланца.....	12
3.3. Хабање зуба зупчаника.....	12
3.4. Питинг.....	14
3.5. Скоринг.....	14
3.6. Фретинг.....	15
4. УПОРЕДНИ ПРОРАЧУН ФОРМУЛЕ СТУДЕНТ.....	17
4.1. Упоредна анализа елемената ланчаног преноса.....	18
5. ПРОВЕРА НОСИВОСТИ ЛАНЧАНОГ ПРЕНОСА ФОРМУЛЕ СТУДЕНТ.....	28
5.1. Провера степена сигурности ланца.....	28
5.2. Провера површинског притиска.....	29
6. ЗАКЉУЧАК.....	31
7. ЛИТЕРАТУРА.....	32

1. Увод

Ланчани парови спадају у посредне механичке преноснике, Они се користе за преношење снаге и обртног момента тамо где се осе вратила налазе на релативно великим растојањима, а међусобно су паралелне. Могу се користити и тамо где је потребно спрегнути да vise од два вратила. Опсег снага где се примењују ланчани парови иду од 50 до 100 kW мада понекад, чак, и до 1000 kW, а обимне брзине 25 m/s, у екстремним условима и до 30 m/s. Ланчани преносници су повољни за примену из разлога што нема додатног претходног затезања као код каишних преносника. Тиме се постиже мање оптерећење вратила и лежајева. Положај оса вратила може да буде различит, најповољнији је хоризонтални положај, мање повољан је нагнути, а најнеповољнији је вертикални положај. И тада је конструкција механизма нешто компликованија јер је обавезна употреба затезача ланца. Преносни однос код ове врсте преносника је константан. Степен корисног дејства ланчаног преносника је веома висок и зависи од концепције и врсте ланца, а износи $\eta=0,97-0,99$. Ланац се примењује код многих машина али најчешће се виђа код бицикала и мотоцикала, мада се користи и у пољопривредним, грађевинским, текстилним машинама и у дизаличним и транспортним уређајима, [1,2].

1.1. Предности и недостаци ланчаног преносника

Предности ланчаног преносника су:

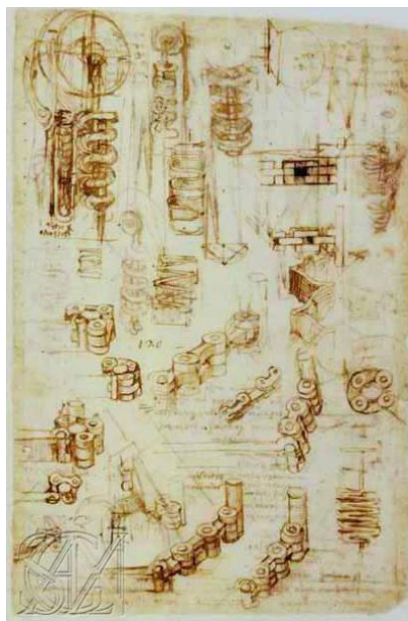
- једноставна конструкција,
- мали габарити у односу на каишне преноснике нарочито ширина,
- висок степен корисног дејстава,
- висока поузданост,
- једноставна монтажа,
- константна вредност средњег преносног односа,
- једноставно одржавање и надгледање,
- висока чврстоћа ланца,
- могућност преношења снаге и кретања са једног на више вратила,
- могућност повезивања вратила са великим међуосним растојањима,
- нема проклизавања и
- рад у условима како малих, тако и великих брзина.

Недостаци су:

- релативно брзо хабање и ланца и ланчаника,
- повећање корака које се јавља као последица хабања,
- осетљивост у фази уходавања,
- лом елемената ланца услед замора,
- када се мења ланац морају се променити и ланчаници и
- појава шума и вибрација, посебно при мањим бројевима зубаца ланчаника.

1.2. Историјски развој

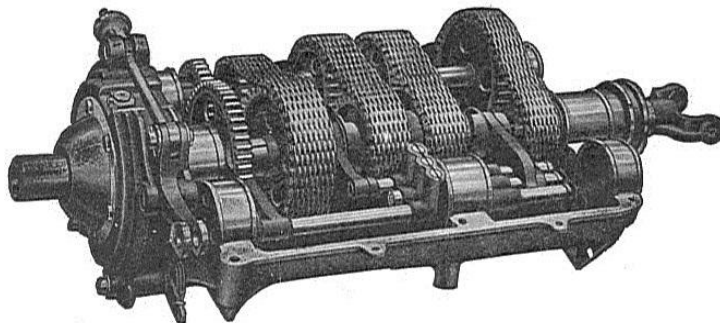
Ланчани преносници спадају у старе врсте преносника, најстарији остаци ланца који су пронађени потичу из другог века пре нове ере и они су били израђени од дрвета. Први писани подаци о ланцима налазе се у књигама Леонарда да Винчија из XV-ог века (слика 1).



Слика 1. Цртежи ланца из књиге Леонарда да Винчија, [1]

Ширу примену ланчани преносници добијају тек после проналаска парне машине. Једна од најзначајнијих година у историји ланаца је 1929. година када је Андре Гале (фра. André Galle) патентирао своју верзију ланца који је добио име по свом проналазачу и познат је као Галов ланац, [2]. Било је покушаја да се направи мењач за аутомобиле који је у себи уместо зупчаника имао ланчанике повезане зупчастим ланцима (слика 2) али се испоставило да то није добро решење и да има више

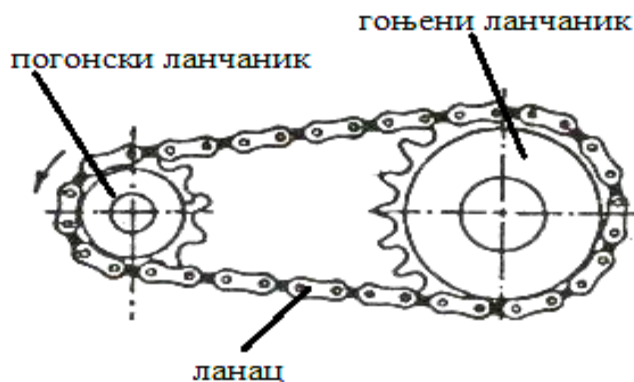
недостатака као што су велика бука коју ланци стварају, био је велике тежине, великих димензија и избачени из употребе.



Слика 2. Стара концепција мењача са зупчастим ланцима, [1]

1.3. Делови ланчаног преносника

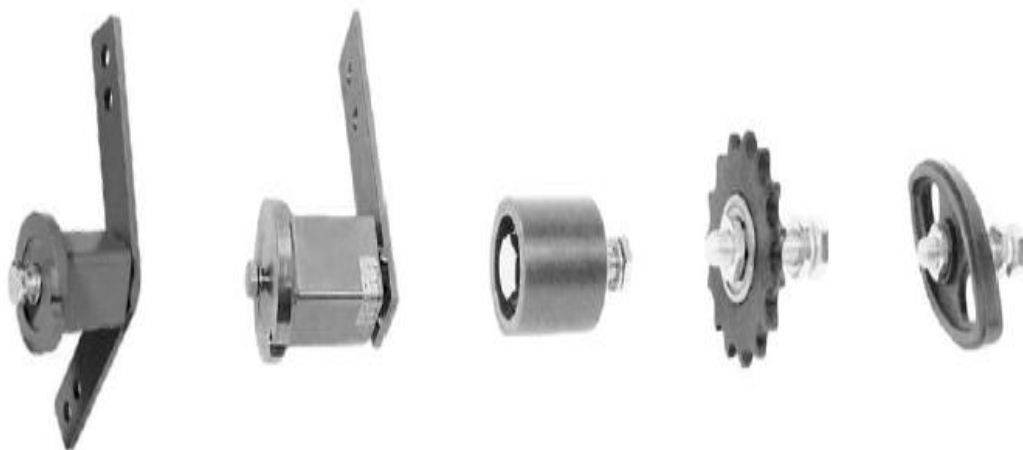
Главни делови ланчаног преносника су ланац и ланчаници. Најједноставнија концепција (слика 3) представља два ланчаника, од којих је један погонски, а други је гоњени и ланаца преко кога су у посредном контакту, мада се у пракси ретко виђа такав случај.



Слика 3. Ланчани преносник, [2]

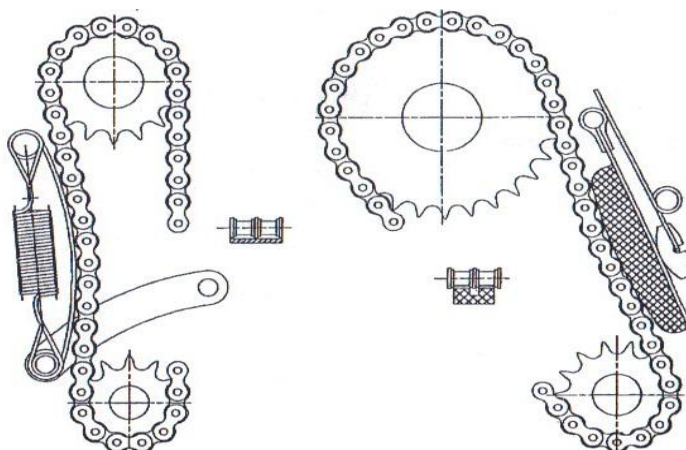
Поред ових основних елемената у већини случајева користе се и затезни ланчаници, ваљци или елипсе (слика 4) који служе за затезање ланаца како не би дошло до спадања ланца са ланчаника и како би повећали површину контакта ланца и ланчаника што смањује оптерећење свих елемената у спреси.

Код хоризонталног положаја вратила у већини случајева није потребно постављати затезне елементе осим уколико нису велика растојања између погонског и гоњеног вратила, код нагнутих положаја зависи од раздаљине између вратила и угла под којим се налази систем, а код вертикалног положаја оса вратила обавезна је употреба затезача. У случају када има више гоњених ланчаника обавезно је обезбедити да ланац не спадне са ланчаника и да буде довољно затегнут. То се постиже применом затезних елемената, а неки од примера затезних елемената се налазе на слици 4.



Слика 4. Разне врсте затезача за ланце, [2]

Када постоје велике осцилације ланаца користе се и пригушивачи осцилација, (слика 5), који су корисни из више разлога. Један од разлога је и велика бука коју праве ланци у току рада, пригушивачи доста смањују буку, а и век трајања ланаца и ланчаника се доста повећава због мањег броја удара ланца о ланчаник.

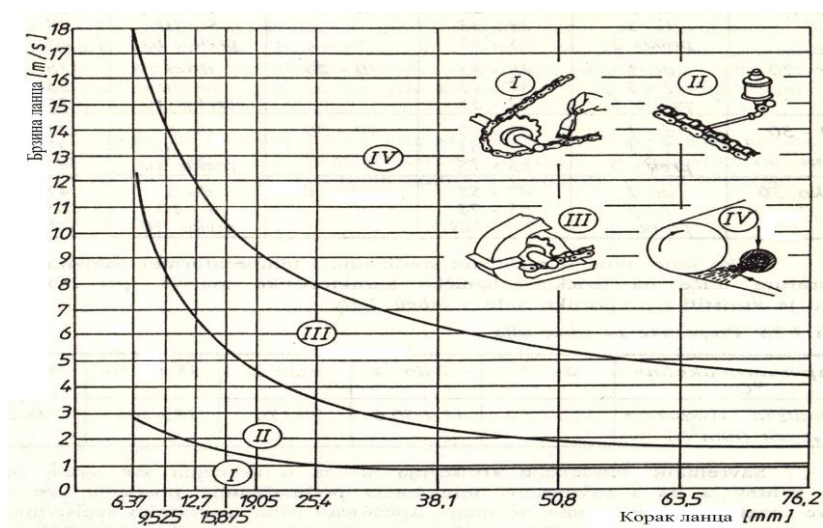


Слика 5. Примери ланчаних преносника са пригушивачем осцилација, [2]

1.4. Подмазивање ланчаних преносника

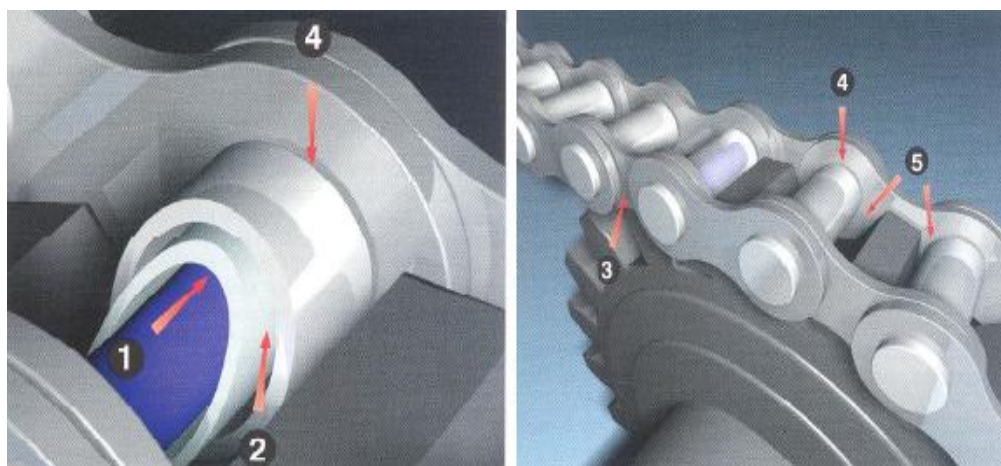
Подмазивање ланчаног преносника представља једини вид одржавања. Правилно подмазивање и подмазивање на време је предуслов да би се одржале све карактеристике ланца. Код правилно подмазаног ланца продужава се век трајања, смањује се трење што смањује и хабање и самим тим продужава век трајања и ланца и ланчаником, такође повећава се и степен корисног дејства, смањује се бука и загревање ланца, [3].

На слици 6. приказано је коју врсту подмазивања треба користити у односу на корак ланца који се налази на апсиси и изражена је у [mm] и брзину кретања ланца, која се налази на ординати и изражена је у [m/s], [3].



Слика 6. Начин подмазивања у односу на корак и брзину ланца, [3]

Начин подмазивања зависи од више фактора и то од радних услова односно да ли постоји присуство прашине и прљавштина, зависи од дужине корака ланца и брзине ланца. За брзине ланца до 4 m/s користе се масти или подмазивање уљем помоћу четкице. За брзине до 7 m/s уље се до ланца доводи капањем 7–10 капи у минути. За веће брзине ланца могу се користити два начина подмазивања. Први начин је да се направи кућиште у коме се налази уље у висини ламела, а други најбољи начин подмазивања је подмазивање под притиском. Подмазивање се врши тако што је ланац изложен сталном млазу уља. Постоји више позитивних особина овог начина подмазивања, а један од њих је и тај што се ланац чисти тим млазом. На слици 7 приказано је где је потребно да уље доспе при подмазивању ланца. Један део уља треба да доспе у празнину између осовинице и чауре (1), други део уља подмазује простор између чауре и ваљка који се налази око ње (2), трећи део уља (3) иде између спољашње и унутрашње ламеле, а такође се треба подмазати и додирну површину ваљка и унутрашње ламеле (4) и на крају али не и мање битно је подмазати међузубља на ланчанику, [3].



Слика 7. Места која треба подмазати на ланчаном пару, [4]

2. Подела ланаца

Јако широка област примене, велики број конструкција и различите намене, доводе до тога да се ланчани преносници могу класификовати на различите начине, [1].

Према основним карактеристикама ланчани преносници се деле на:

- погонске,
- теретне и
- вучне.

Најширу примену у машинству имају погонски ланци. Они заузимају око 93% целокупне производње ланаца. Они служе за пренос снаге и обртног момента од погонске до радне машине, могућ је пренос и са једне погонске на више радних машина. Примењују се како при малим брзинама тако и при великим брзинама до 35 m/s. Степен корисности зависи од доста фактора али највише од силе трења у зглобу ланца и износи од 0,97 до 0,99.

Теретни ланци се најчешће служе за премештање и дизање терета, то се врши на разне начине преко котурача, хидрауличним уређајима и другим механизмима за преношење терета. Њихова примена је ретка при већим тежинама, чешће су у примени ужад и сајле. Брзина кретања ових ланаца је најмања и износи 0,25-0,5 m/s. Ретко се користе код уређаја са непрекидним дејством.

Вучни ланци као што им само име каже служе за вучу и транспорт терета. Они се примењују код конвејера, елеватора и тако даље. Брзина кретања ове групе ланаца у већини случајева не прелази 2 m/s, [1].

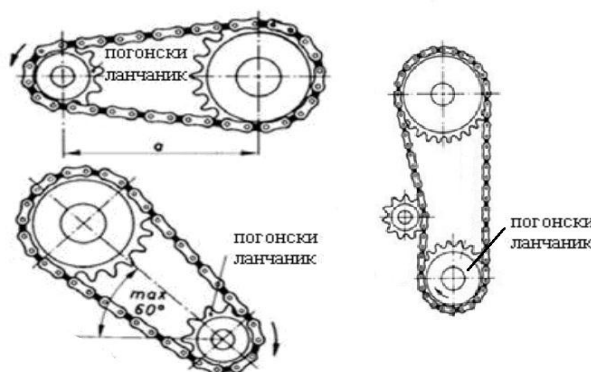
Према положају гоњеног вратила ланчани преносници се деле на:

- хоризонталне,
- нагнуте и
- вертикалне,

Према броју редова на ланчани преносници се деле на:

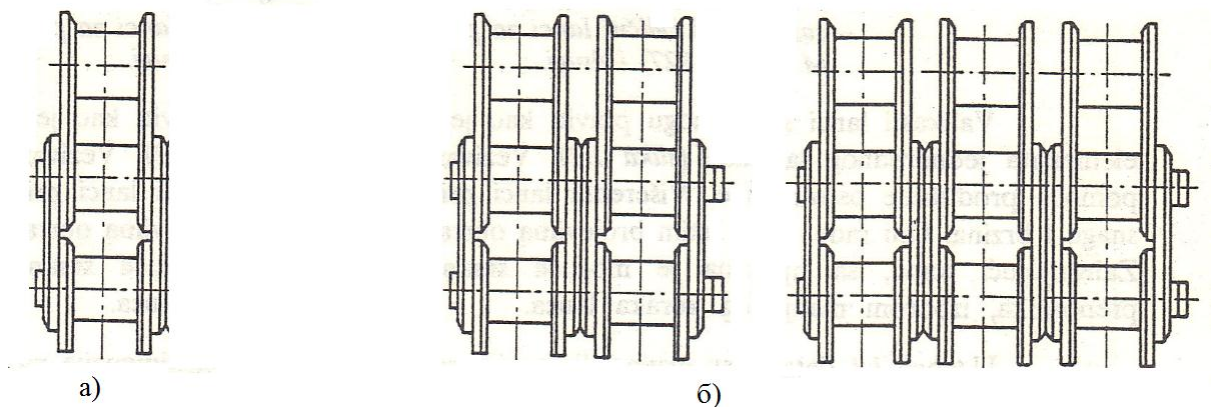
- једноредне и
- вишередне.

Једноредни ланци се, за разлику од вишередних, састоје од једног реда осовиница и два реда ламела, што је приказано на слици 9.



Слика 8. Положај оса вратила ланчаних преносника, [2]

Постављање ланчаних парова је изводљиво у хоризонталном и косом положају. Вертикални положај није погодан због лошег захвата ланца на доњем ланчанику. Јачина захвата ланца на зупце ланчаника, вертикалних и других преносника се може побољшати затезним ланчаницима који су позиционирани између мањег и већег ланчаника (слика 8).



Слика 9. а) Једноредни ланац, б) вишередни, (дворедни и троредни), [2]

Према врсти погонског ланца ланчани преносници се деле на:

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

2.1. Ваљкасти ланци

Од свих погонских ланаца, ваљкасти ланци се највише и најчешће користе у пракси. На слици 10, приказан је ваљкасти ланац са својим саставним елементима. Ланац се састоји од чланака који чине спољашња и унутрашња ламела, осовиница, чаура и ваљак. Осовиница је упресована у спољашњу ламелу, док је чаура упресована у унутрашњу ламелу. Чауре се слободно окрећу око осовиница, а истовремено се ваљак слободно окреће око чауре. Зазори између чауре и осовинице, као и између чауре и ваљка омогућавају слободан проток мазива и адекватно подмазивање. При спрезању ланца са ланчаником долази до котрљања ваљака по зупцима ланчаника, [1].

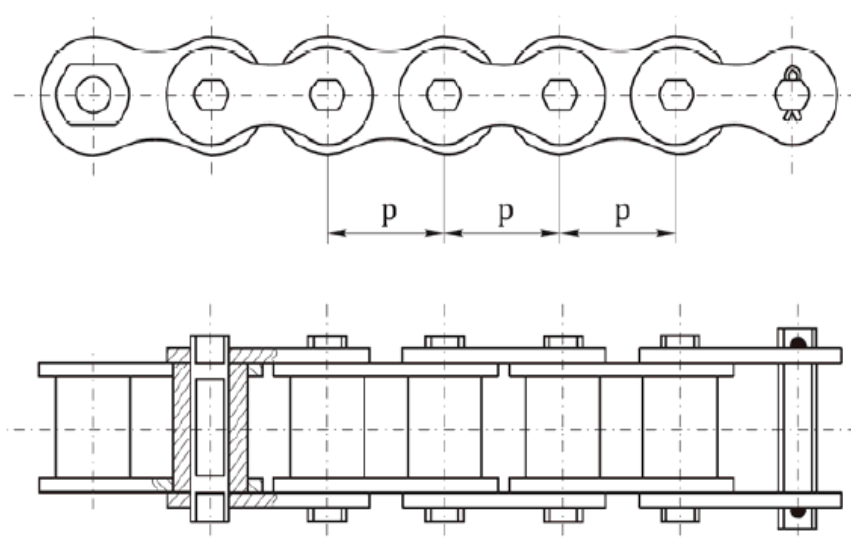
Растојање између оса осовиница једног чланка назива се корак ланца и означава са p , mm . Повезивање ланца у затворену контуру врши се помоћу спојног чланка. Постоје различити облици спојних чланака. Да би се остварио сигуран спој, осовиница спојног члана мора бити посебно конструисана (осовиница са жлебом, осовиница са отвором за осигурач итд.). Према стандардима DIN 8187, SRPS M.C1.821 и ISO/R 606 ваљкасти ланци се производе као једноредни, дворедни и троредни.



Слика 10. Делови ваљкастог ланца са основним елементима, [2]

2.2. Чаурасти ланци

Чаурасти ланци у својој конструкцији не садрже ваљке, тако да су чауре у директном контакту са бочним површинама зубаца ланчаника. 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, [3]. На слици 11, приказана је једна варијанта чаурастог ланца.



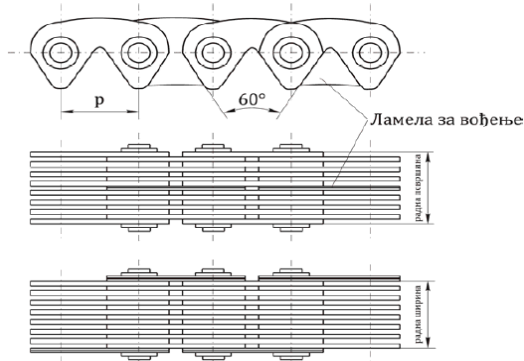
Слика 11. Чаурасти ланац, [2]

Остале варијанте чаурастих ланаца зависе од намене и ближе су дефинисане одговарајућим стандардима (DIN 8165, DIN 8171, DIN 8175, DIN 8176, SRPS M.C1.830).

2.3. Зупчасти ланци

Зупчасти ланци се састоје од низа ламела са зупцима које су спојене осовиницама. Свака ламела поседује по два зупца који су постављени под углом од 60° . Што је број редова ламела већи, то је већа носивост ланца. Да би се избегло бочно померање ланца, у ланац се уграђују ламеле завођење (слика 12).

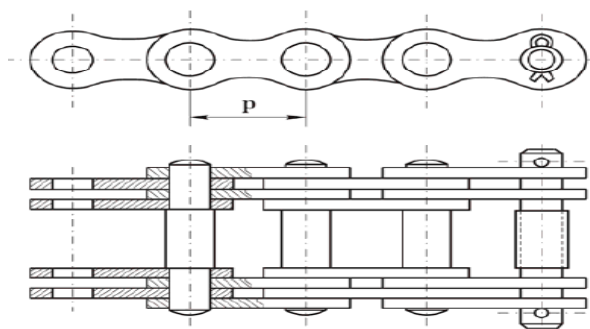
Зупчасти ланци се одликују мирнијим и уједначенијим радом са мање буке. Доста су скупљи у односу на ваљкасте ланце, с обзиром на потребну прецизност при изради. Користе се за пренос снага при великим брзинама и тамо где је потребна висока кинематска тачност. Одликују се великом поузданошћу, с обзиром да прекид једне ламеле не доводи до прекида чланка, односно отказа преносника, [3].



Слика 12. Зупчасти ланац [2]

2.4. 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 ланаца са осовиницама најпознатији су Галови ланци (DIN 8150) и Флајерови (Flyer-ови) ланци (DIN 8152). Галови ланци (слика 13) се најчешће користе код дизалица и при малим брзинама кретања ($< 1 \text{ m/s}$), [3].



Слика 13. Галов ланац, [2]

2.5. Специјални ланци

У специјалне ланце убрајају се сви ланци посебне намене. Они се углавном користе као транспортни или теретни ланци. На слици 14, приказани су различити облици специјалних ланаца. Код специјални ланаца саставни елементи ланца (осовиница, спољашња или унутрашња ламела) су модификовани у зависности од намене ланца.



Слика 14. Специјални ланци, [2]

Транспортни ланци су они специјални ланци који су подни за кретање робе на производним тракама. У широкој понуди могу се наћи са точковима различитих димензија, или без точкова, закачени цевасте ланци, који на посебан захтев могу бити обложени нерђајућим или неким другим материјалом. Захваљујући великом избору величина и дизајна прикладни су у различитим областима индустрије, као што су ауто, дрвна и прехранбена. Најчешћи типови су "C", "M", "Z" серије и ANSI (амерички) стандардизован транспортни ланац. Осим ових модела ланаца, постоје и ланци који могу задовољити и јединствене захтеве што се тиче величине, материјала, организовање чланака. За разлику од ланаца са ваљком ови не садрже ваљке, него садрже појасеве смештене једне поред других који су повезани изузетно чврстим пиновима. Захваљујући томе имају велику носивост. Познати су и као вучни ланци, углавном коришћени код лифтова, дизалица и подизања терета. Најчешћи типови:

- LL серија по европским стандардима,
- AL серија по америчким стандардима,
- BL ојачана серија по европским стандардима,
- LH ојачана серија по америчким стандардима.

Заварени челични ланци су све више окренути ка областима за пренос робе. Имају једноставану али јаку структуру. Све то даје јако добра решења при робном транспорту. У уској серији карике ланца су заобљеног облика, за који је заварен рукав, чиме је обезбеђена већа еластичност и издржљивост у односу на друге врсте ланаца. Представљају идеална решења у областима тешке индустрије. Најчешће се примењују у дрвној и асфалтној индустрији.

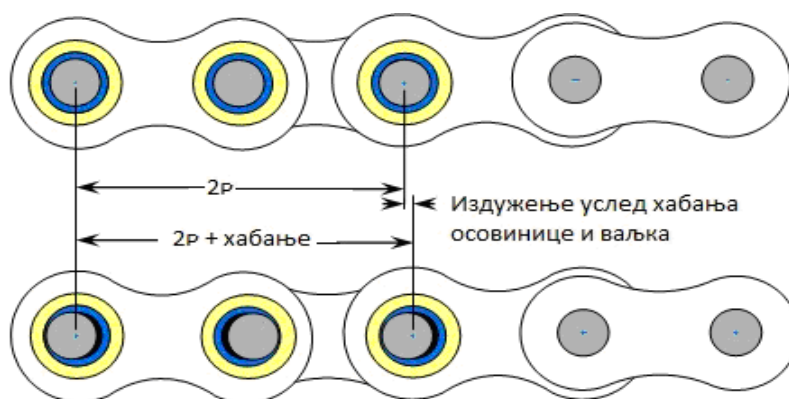
3. Хабање ланчаних преносника

3.1. Класификација хабања

Код свих контактних површина се јавља хабање, односно одношење материјала услед силе трења. Последице хабања код конструкције ланчаних преносника могу бити у облику: [4]

- издужења ланца услед хабања осовинице и ваљка,
- хабање зуба ланчаника,
- питинг (*pitting*),
- скоринг (*scoring*),
- фретинг (*fretting*),
- абразија итд.

Ланац је група ламела међусобно повезаних осовиницама око којих су слободно навучени ваљци. Током експлоатације, трење се јавља притиском осовинице на ваљак, и на тим површинама настаје хабање као последица тог трења (слика 15). Иако се ланци подмазују, мазива која се користе не могу у потпуности уклонити трење, и резултат тога је хабање осовинице и ваљка ланца. Одношењем материјала се смањују пречници ваљка и осовинице и то временом повећава укупну дужину ланца, чинећи ланац лабавим.



Слика 15. Издужење ланца услед хабања осовинице и ваљка, [4]

Ова врста хабања је нормална и појављује се код свих ланчаних преносника. Брзина хабања зависи од неколико фактора: правилно подмазивање, оптерећење и учесталост и степен међусобног деловања осовинице и ваљка.

Производња делова која су подложна хабању захтева максималну пажњу до детаља, полазећи од избора материјала, израде делова и припреме делова за склапање. Сви ови фактори су критични елементи потребни за остваривање максималног учинка. У случају да су ове компоненте (осовиница и ваљак) лошег квалитета, животни век ланца ће бити мањи од предвиђеног без обзира на остале факторе, [4].

3.2. Мерење издужења ланца

Мерење ланца је неопходан део његовог одржавања током периода експлоатације поред подмазивања и других контрола. Мерење издужења ланца се врши да би се одредило да ли је ланац издужен до те мере да је потребна замена. Да би мерења била тачна, она се врше док је ланац под напоном, односно у спреси.

Мерење се изводи тако што се одмерава раздаљина између осовиница што прецизније и њихов број у номиналној вредности укупне дужине ланца. Што више корака има у номиналној мери то је издужење мање. Ако измерени број корака прелази дозвољени, унутар номиналне вредности, ланац је потребно заменити, [4].

Највеће дозвољено издужење услед хабања, је 3% за скоро све индустријске ланце. Дозвољено издужење за ланце са већим ланчаницима са 60 зуба и више се може израчунати користећи везу $200/N$, где је N број зуба већег ланчаника. Код ланчаника са паралелним радом или где се захтева миран рад, максимално дозвољено издужење је 1,5%, [4].

Издужење ланца се може израчунати следећом формулом:

$$\% = \left(\frac{M - (S \cdot p)}{S \cdot p} \right) \cdot 100 \quad (1)$$

где су:

M - дужина измереног броја чланака,

S - број чланака и

p - је корак ланца.

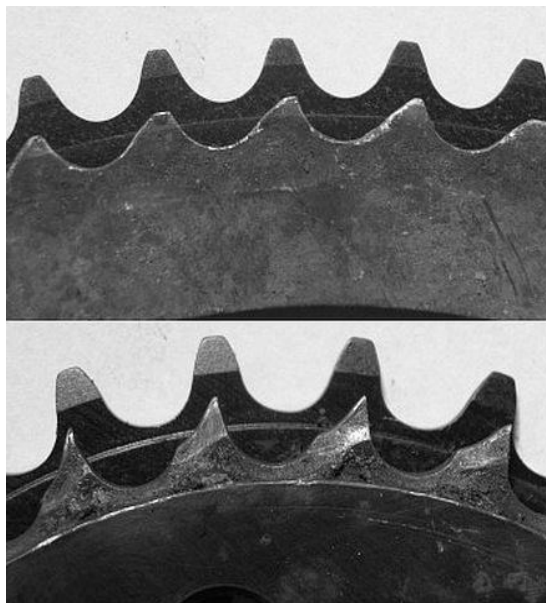
3.3. Хабање зуба ланчаника

Код ланчаног преноса, наспрам хабања ланца, јавља се хабање ланчаника односно хабање контактне површине зуба ланчаника и карика ланца. Ланчаник је конструисан тако да има дужи животни век од ланца. Иако се ланац похаба, затегне или замени другим, трећим, ланчаник се мора похабати у једном тренутку.

Код ланчаника се хабање јавља на његовим зубима, односно са једне стране зуба која има контакт са чауром. Предност у овој области имају симетрични ланчаници (приказани на стр. 12 : А, С, Е, G, Н) чија симетрија им омогућава да уместо замене се заротирају 180° и да се стави друга страна зуба у спрегу. Код несиметричних ланчаника, кад хабање зуба пређе дозвољену вредност, врши се замена, ређе репаратура. Хабање је приказано на сликама 16 и 17, [1,8].



Слика 16. Похабани ланчаник у спрези, [5]



Слика 17. Замењени похабани ланчаник, [6]

Ако се ланчаник који је похабан преко дозвољене вредности не замени, он може проузроковати нагло, убрзано хабање ланца што скраћује његов радни век много више од предвиђеног. Количина хабања се контролише тако што се мери дубина полукружног зазора који је направио ваљак у спрези.

Зуби ланчаника немају једину улогу у вези животног века ланца. Ако се ланчаник не позиционира правилно у односу на вратило, долази до неравномерног рада ланчаника што прави додатна оптерећења на чланке ланца и његовог убрзаног хабања.

На слици 18. је приказано хабање зуба, и мере количине хабања. Ако дубина полукружног жљеба (X) дође до 10% од ширине зуба на номиналном пречнику (Y), ланчаник се мора заменити. Квалитетни ланчаници долазе у ово стање хабања тек после замене неколико ланаца, [7].

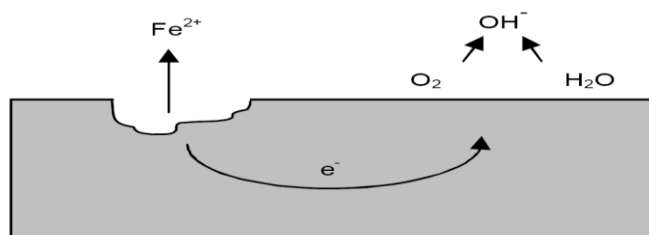


Слика 18. Индикатор хабања зуба ланчаник, [8]

3.4. Питинг

Питинг је врста веома локализованог, корозионог хабања у виду рупа или јама у металу (*енг. Pit*) које су постале анодне. Резултат тога је галванска корозија коју карактерише процес аутокатализе (слика 19). Почиње тако што се на малим местима јавља киселост коју одржава раздвајање катодних и анодних полуреакција у простору и тако ствара потенцијални градијент и миграцију агресивних електрона ка рупи (јама), [7].

Ова врста хабања је опасна зато што прави мала оштећења на површини материјала и прекрива унутрашњу штету која је знатно опаснија и која доводи до отказа. Узрок настајања питинга су обично мали површински дефекти у облику огреботине, односно оштећења површинске заштите. Полиране површине показују већу отпорност на питинг, [7].

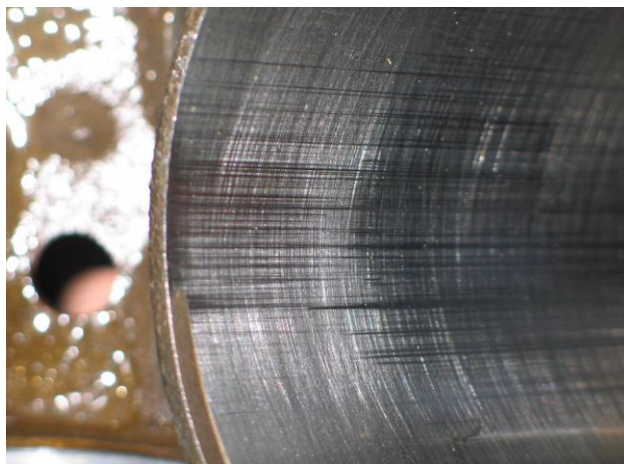


Слика 19. Аутокатализа, [8]

3.5. Скоринг

Скоринг (*енг. scoring*) је облик абразивног хабања на храпавим површинама, често са усецима (слика 20). Појављује се у виду дугих огреботина у правцу кретања радног елемента. Скоринг је опасан зато што повећава храпавост површине. Карактерише га пренос метала са једне површине на другу под клизним контактом и изазван је неправилним подмазивањем при високим оптерећењима. Спада у тежи облик хабања јер изазива кидање и пренос мањих парчића метала, и под високим

температурама може доћи и до заваривања делова. Скоринг такође може настати после формирања питинга, [9].



Слика 20. Скоринг у виду попречних праволинијских огреботина, [9]

3.6. Фретинг

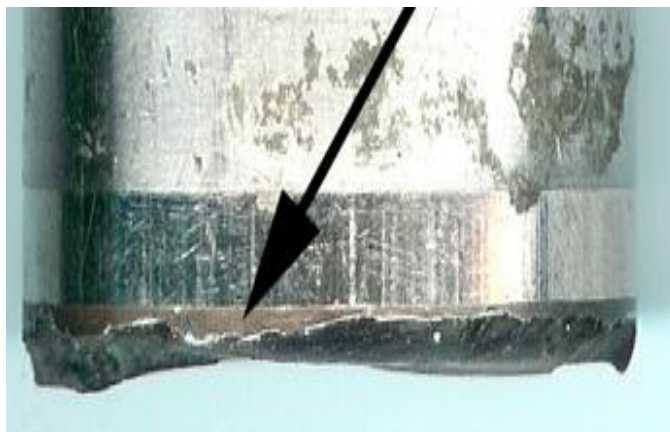
Геометрија зглоба, релативна кретања елемента са мањим осцилаторним померањима у систему осовиница – чаура и присуство вибрација су узроци за настајање фретинга (енг. Fretting). Фретинг (слика 21) настаје у зони контактних површина два дела, која се осцилаторно крећу са малим амплитудама, [9].



Слика 21. Пример фретинга, [9]

Варијација је фретинг корозија, код које се услед присуства оксидационе или киселе средине, хемијским реакцијама јавља корозија и даље разарање. Даљи фретинг процеси су атхезија површине, разарање површина услед замора материјала, итд...

Код фретинг корозије, основни утицај разарања има оксидација површинског слоја материјала. У зони контакта, се формирају јамице испуњене оксидом (слика 22) који касније одваја абразивна честица, [9].



Слика 22. Фретинг корозија, [10]

Контактна површина која је обухваћена абразивном корозијом, обично је прекривена слојем црвеног оксида (Fe₂O₃), која најпре избија из зглоба и коју је лако уочити и на спољашњим ламелама чланка. Код површина осовинице и чауре се јављају микропукотине и јамице, испуњене честицама хабања, корозијом итд..

Други облици абразивног хабања су скафинг (енг. scuffing) и галинг (енг. galling). Скафинг (слика 23) је облик хабања код ког се јавља изједање контактних површина уз појаву рисева, пластичних деформација и преноса материјала, [10].



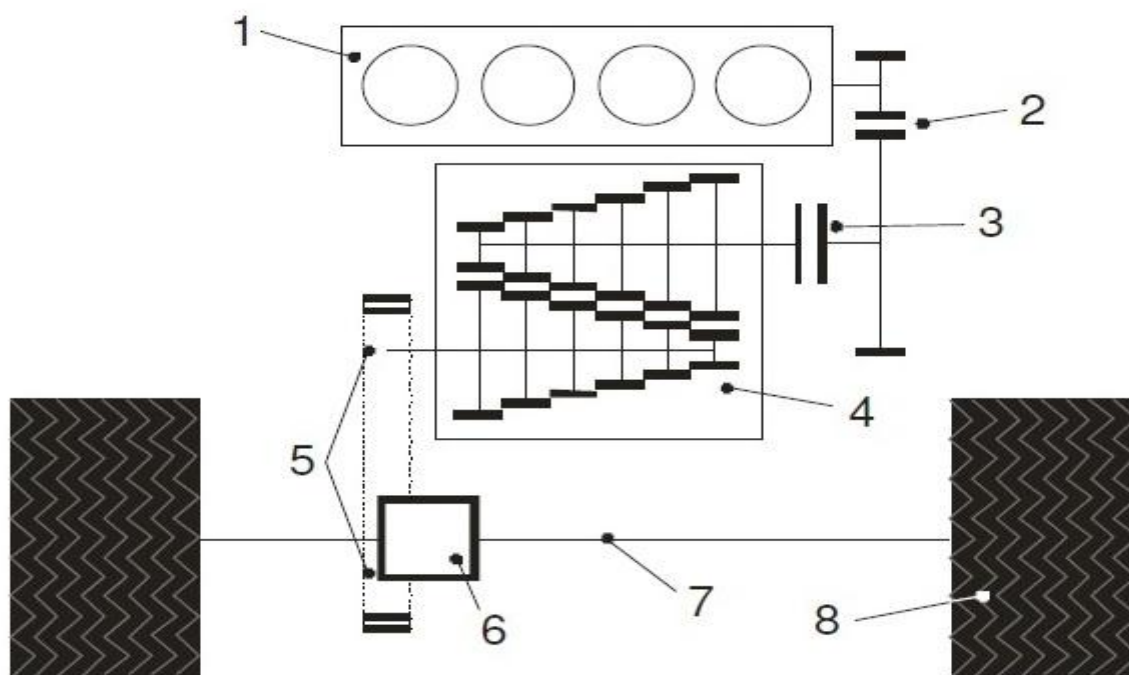
Слика 23. Скафинг ланца, [10]

За време експлоатације ланчаних преносника, може доћи до различитих облика отказа. Најчешћи разлог за уклањање ланца из рада је због прекомерног повећања корака. Издужење ланца настаје када се пречници ваљка, осовинице и ламеле похабају, повећају и тако продуже целокупну дужину ланца. Интензитет хабања, највише зависи од осциловања ланца, као и попречни и уздужни удари при спрези чланка ланца са зубом ланчаника. Хабање зглоба ланца се најбоље уклања правилним подмазивањем и планом одржавања. У циљу смањења целокупног хабања ланчаног преноса и минималног скраћења радног века, потребно је извршити правилан избор материјала и термичке обраде, као и избор посебне врсте ланца за одређене радне услове и средине које изискују побољшана својства.

4. Упоредни прорачун формуле студент

Студентска формула ФИН Крагујевац представља тим састављен од студената Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу свих нивоа студија. Основни циљ је да студенти кроз тимски ФОРМУЛА рад, упознавање и размену искустава успешно примене сва знања стечена кроз године студирања и стекну неопходно искуство потребно инжењеру, како би могли бити конкурентни и спремни да одговоре на све захтеве савремене индустрије. Током реализације програма студенти активно учествују у реализацији истог. Кроз сам ток пројекта, процес информисања студената о самом пројекту, један је од кључева успеха, јер је блиско повезан са интересовањима студената и на овај начин може заинтересовати већи број истих да се прикључе, али паралелно са тим и иницирати подршку привредних субјеката и факултета. Након израђеног возила следи пријављивање за такмичења и надметање са осталим тимовима европских универзитета. Ово представља други део пројекта, али и најважнији, јер тада долази до изражаја квалитет претходно реализованих активности. Тимски дух, подршка и сарадња чланова кључ је за успех током оба дела пројекта. На самом такмичењу екипа Студентска формула ФИН Крагујевац се пријављује као Универзитетска екипа и на тај начин представља град Крагујевац у најбољем светлу.

Шема 1 приказује погон формуле студент се састоји од мотора СУС (1), као погонског агрегата, квачила (3), мењача (4), диференцијала (6), погонског вратила (7) и точкова (8).



Шема 1. Приказ погона формуле студент, [14]

4.1. Упоредна анализа елемената ланчаног преноса

У оквиру овог поглавља извршена је упоредна анализа елемената ланчаног преноса формуле студент. У табели 1 су приказане геометријске карактеристике ланца и погонског и гођеног ланчаника, док су у табели 2 приказане геометријске карактеристике ланца при константном осном растојању од 250 mm, за различите вредности преносних односа.

Табела 1. Геометријске карактеристике ланца и ланчаника

Димензије ланца	[mm]
Корак	15,875
Пречник ваљка	10,16
Ширина ваљка	6,35
Дебљина ламела	5,7658

Број зуба погонског ланчаника, z_1	Пречник ланчаника d , [mm]
13	66,34
14	72,34
15	76,35

Број зуба гођеног ланчаника, z_2	Пречник ланчаника d , [mm]
41	207,38
43	217,48
45	227,58

Табела 2. Геометријске карактеристике ланца и преносни однос

Међуосно растојање a , [mm]	250								
Однос броја зуба z_1/z_2	13/41	13/43	13/45	14/41	14/43	14/45	15/41	15/43	15/45
Преносни однос, $i = (z_2/z_1)$	3,15	3,31	3,46	2,93	3,07	3,21	2,73	2,87	3
Дужина ланца L , [mm]	948,64	967,48	986,52	955,18	973,91	992,85	961,76	980,39	999,23
Број чланака ланца, x	60	61	62	60	61	63	61	62	63

$$x = 2 \cdot \frac{a}{\pi} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{\pi}{a} \quad (2)$$

$$L = \pi \cdot x$$

Завршни рад

Пре почетка икаквог избора ланца и ланчаника и њихових прорачуна, узети су улазни подаци од самог мотора (*HONDA CB600RR*) приказани у табели 3.

Табела 3. Погонске карактеристике мотора HONDA CB600RR

HONDA CB600RR		
Максимална снага P_{sus} , [kW] при 12000 [o/min]	102	
Максимални обртни момент T_e [Nm] при 10500 [o/min]	63,5	

Степен преноса	Однос броја зуба z_2/z_1	Преносни однос $i = z_2/z_1$
I	(33/12)	2,75
II	(31/16)	1,938
III	(28/18)	1,556
IV	(31/23)	1,348
V	(29/24)	1,208
VI	(23/21)	1,095
r_1 =Примарни пренос	(82/44)	1,864

Сходно подацима и идеји да се тежи томе да болид буде лакши па и бржи (тежња већем убрзању и моменту и мањој коначној брзини) одабран је број зуба два ланчаника: $z_1=13$ и $z_2=45$.

Основне карактеристике возила дате су у табели 3, а могу да се израчунају уз помоћ израза 3 и 4.

$$\begin{aligned}
 m_1 &= \frac{m_b}{4} \\
 m_b &= m \cdot 0.75 \\
 F_{in} &= m \cdot a
 \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
 F_m &= \frac{F_{in} \cdot r}{d} \\
 G &= m \cdot g + \frac{F_m}{2} \\
 F_{tr} &= \mu \cdot G \\
 T_t &= F_{tr} \cdot r
 \end{aligned} \tag{4}$$

Завршни рад

Табела 4. Карактеристике возила

Преносна сила F_m , [N]	618,996
Маса возила m_b , [kg]	330
Коефицијент трења μ	0,2
Тежина G , [N]	1118,546
Сила трења F_{tr} , [N]	1342,256
Обртни момент T_b , [Nm]	353,013
Маса пнеуматика m_1 , [kg]	82,5
Инерцијална сила F_{in} , [N]	3883,433
Убрзање a , [m/s ²]	11,768
Радијус гуме r , [m]	0,263
Међуосовинско растојање d , [m]	1,650
Гравитациона константа g , [m/s ²]	9,807

За одабир ланчаника узете су оквирне идеје и очекивања физичких предиспозиција болида. Узета је маса болида са/без возача (310 [kg]/230 [kg]), међуосни размак између ланчаника (250 [mm]) и подаци мотора као што су момент (63.5 [Nm]) и максимална снага (102 [kW]), док су карактеристике возила приказане у табели 4.

Табела 5. Вредност броја обртаја и обртног момента у ϕ -ји од преносног односа

Редни број	Однос броја зуба, z_2/z_1	Број обртаја n_c , [o/min]	Обртни момент T_d , [Nm]
1.	41/13	124,024	508,662
2.	43/13	118,255	533,435
3.	45/13	113	558,208
4.	41/14	146,511	466,472
5.	43/14	139,697	489,191
6.	45/14	133,488	511,909
7.	41/15	166,527	441,973
8.	43/15	158,782	463,498
9.	45/15	151,725	485,023

Прорачунате вредности броја обртаја и обртног момента у функцији од преносног односа, као и карактеристике возила, приказане су у табели 4 и 5, и израчунате су према обрасцу 5.

$$n_c = \frac{n \cdot c}{i} \quad (5)$$
$$T_d = \frac{F \cdot l \cdot D \cdot d}{2}$$

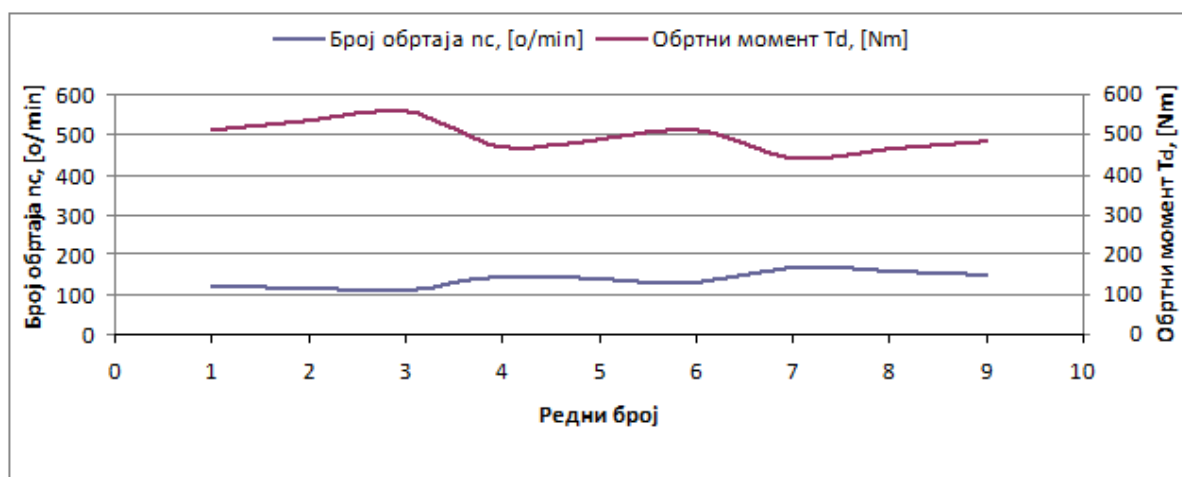
Завршни рад

У табели 6 приказане су перформансе ланчаног редуктора, са констатацијом да је вучна сила ланца једнака је обимној сили на ланчанику.

Табела 6. Перформансе ланчаног редуктора

Обртни момент ланчаника T , [Nm]	Вучна сила F_L , [N]	Пречник погонског ланчаника d , [m]	Брзина ланца V_c , [m/s]	Број обртаја погонског ланчаника n_c , [o/min]
325,438	4905,6	0,06634	6,727	391,152
325,438	4498,721	0,07234	7,335	429,068
325,438	4262,443	0,07635	7,742	455,175

Дијаграмски приказ зависности обртног момента T_d и броја обртаја n_c у зависности од односа броја зуба ланчаника, дат је у дијаграму 1.



Дијаграм 1. Приказ зависности обртног момента и броја обртаја од редног броја из табеле број 5

$$T = T_e \cdot r_1 \cdot g_1$$

$$F_l = \frac{T}{d}$$

$$F_l = \frac{33000}{v} \rightarrow v = \frac{33000}{F_l} \quad (6)$$

$$n_c = \frac{v \cdot 12}{Z \cdot \pi}$$

$$P_c = \frac{T \cdot n_c}{63025}$$

$m_b=247.5$ [kg] – тежина коју носе задњи точкови

Завршни рад

Табела 7. Вредност убрзања возила, оптерећења и времена постизања брзине од 100 [km/h] у функцији од преносног односа

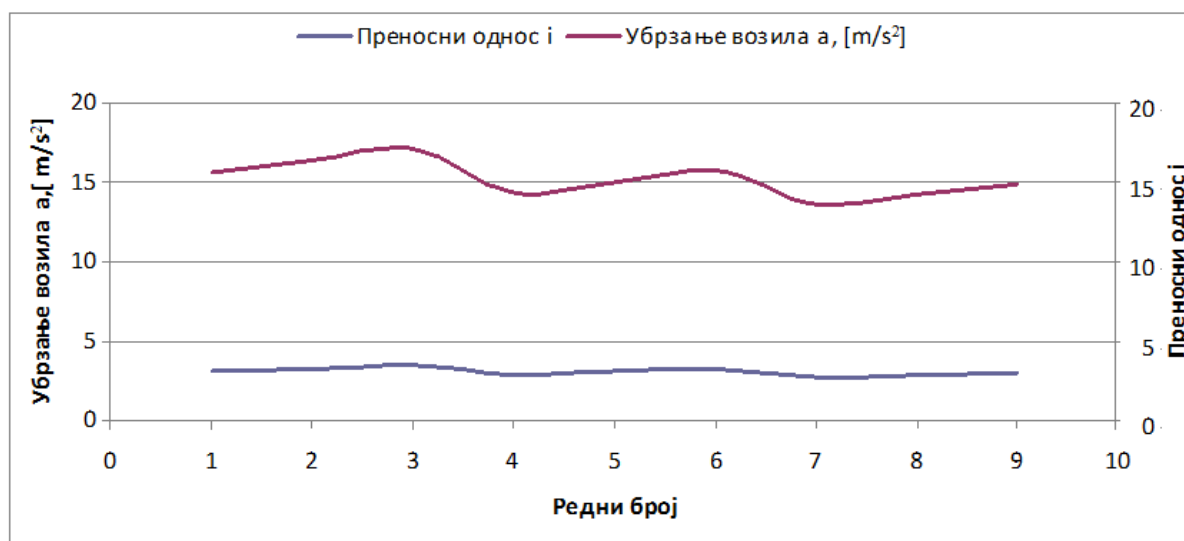
Редни број	z_2/z_1	Преносни однос $i = z_2/z_1$	Убрзање возила a , [m/s ²]	Време до 100 [km/h], t	Оптерећење пнеуматика F, [N]
1.	41/13	3,15	15,629	1,777	1934,075
2.	43/13	3,31	16,39	1,695	2028,27
3.	45/13	3,46	17,151	1,62	2122,465
4.	41/14	2,93	14,333	1,938	1773,659
5.	43/14	3,07	15,031	1,848	1860,042
6.	45/14	3,21	15,729	1,766	1946,424
7.	41/15	2,73	13,58	2,046	1680,504
8.	43/15	2,87	14,241	1,951	1762,35
9.	45/15	3	14,903	1,864	1844,195

Прорачунате вредности убрзања формуле, времена до постизања брзине од 100 km/h, као и оптерећења пнеуматика, приказане су у табели 7. Користећи добијене вредности направљени су упоредни дијаграми 2, 3 и 4, који приказују односе прорачунатих вредности параметара формуле.

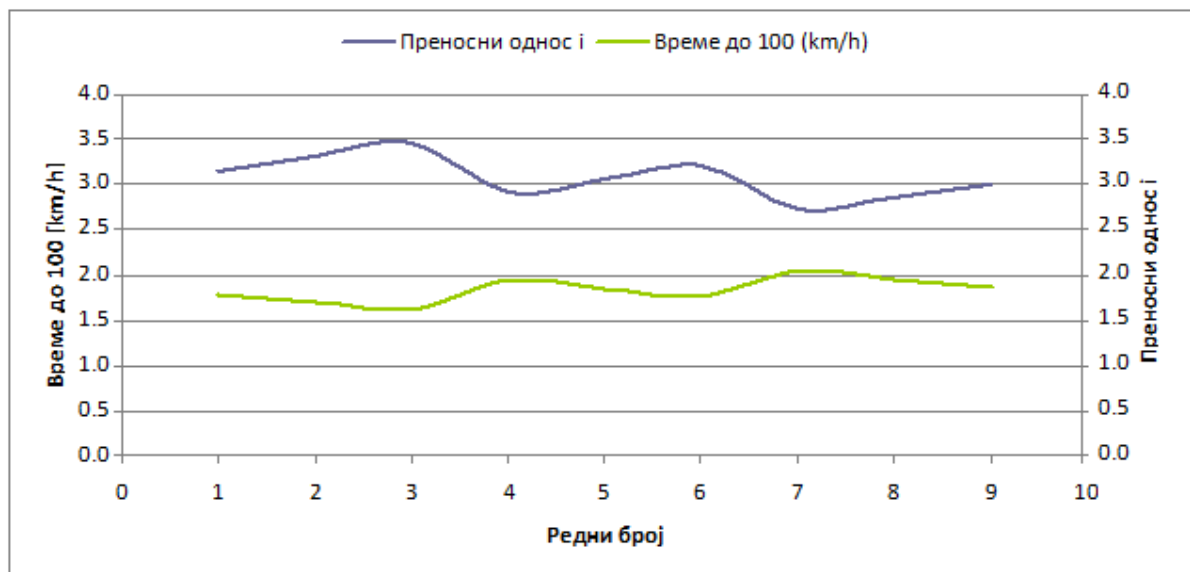
$$F = \frac{T}{r}$$

$$a = \frac{F}{m \cdot b} \quad (7)$$

$$v = v(t_0) \int_{t_0}^{t_1} a dt \rightarrow t_1 = \frac{100 \cdot \frac{1000}{3600}}{a}$$

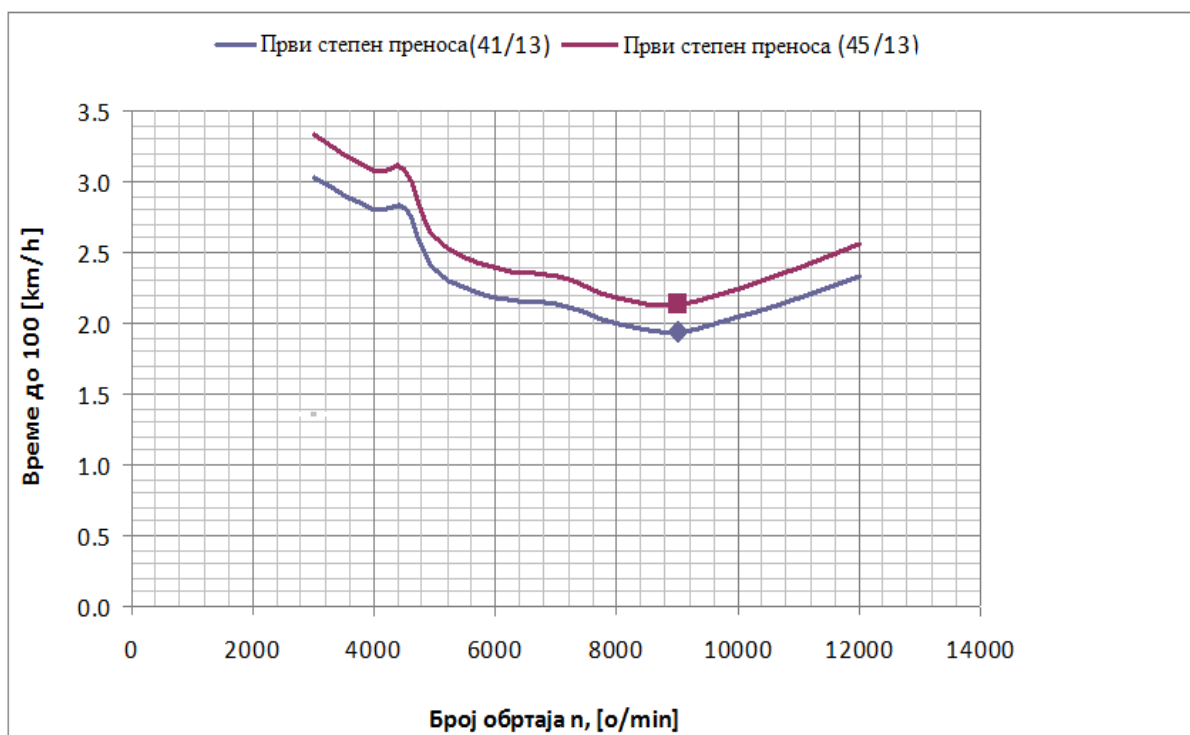


Дијаграм 2. Приказ зависности убрзања и преносног односа од редног броја из табеле број 7



Дијаграм 3. Приказ зависности времена постизања брзине од 100 [km/h] и преносног односа од редног броја из табеле број 7

Дијаграмски приказ зависности убрзања, брзине и преносног односа у функцији од односа броја зуба гоњеног и погонског ланчаника, дат је на дијаграмима 2 и 3.



Дијаграм 4. Приказ зависности времена постизања брзине до 100 [km/h] од броја обртаја мотора из табеле број 8

Завршни рад

Времена постизања брзине од 100 km/h у функцији од преносног односа и броја обртаја и зависности од примарне редукције и првог степена преноса приказан је у табели 8, док је дијаграмски приказ дат на дијаграму 4.

Табела 8. Приказ времена постизања брзине од 100 [km/h] у функцији од броја зуба и броја обртаја

	Број обртаја n, [o/min]										
	12000	11000	10000	9000	8000	7000	6000	5000	4500	4000	3000
I степен	Време до 100 km/h t, [s]										
41/13	2,327	2,183	2,045	1,943	1,994	2,129	2,175	2,376	2,822	2,801	3,034
43/13	2,219	2,082	1,95	1,852	1,901	2,031	2,074	2,266	2,69	2,67	2,893
45/13	2,12	1,989	1,863	1,77	1,817	1,94	1,982	2,165	2,571	2,552	2,765
41/14	2,537	2,38	2,229	2,118	2,174	2,322	2,371	2,591	3,077	3,054	3,308
43/14	2,42	2,27	2,126	2,02	2,073	2,214	2,261	2,471	2,934	2,912	3,155
45/14	2,312	2,169	2,032	1,93	1,981	2,116	2,161	2,361	2,804	2,783	3,015
41/15	2,678	2,512	2,353	2,236	2,295	2,451	2,503	2,735	3,247	3,223	3,492
43/15	2,554	2,396	2,244	2,132	2,188	2,337	2,386	2,608	3,096	3,073	3,33
45/15	2,44	2,289	2,144	2,037	2,091	2,233	2,281	2,492	2,959	2,937	3,182

Задатак трансмисије је пренос снаге и трансформација њених параметара – момента и броја обртаја. Трансформација је одређена преносним односом (i). Уобичајена концепција путничких возила подразумева трансмисију са две позиције на којима се врши трансформација параметара снаге:

- мењачки преносник, који омогућава да се у складу са условима вожње изабере један од већег броја (код путничких возила најчешће 5-7) расположивих степени преноса – преносни односи им (нпр. за 5-брзински мењач $i = 1, 2, \dots, 5$)
- главни преносник – врши завршну трансформацију на погонској осовини, са константним преносним односом i_{GP} .

Приликом преноса снаге неминовно долази до губитака. Губици у трансмисији настају услед отпора Кулоновог и вискозног трења при релативном кретању појединих елемената (лежајеви, зупчаници, зглобови, заптивачи, мазиво...). Степен корисности трансмисије рачуна се као производ степена корисности свих њених компонената у којима настају губици.

Брзинска карактеристика погонског мотора (зависност обртног момента M од броја обртаја n дата је у форми дијаграма 5. Потребно је извршити читавање одређеног броја вредности M са дијаграма, како би се добио низ нумеричких вредности потребних за даља израчунавања. Број и распоред тачака на дијаграму за које ће бити извршено читавање потребно је изабрати тако да добијени низ дискретних вредности у што већој мери квалитативно репрезентује ток кривих $M(n)$.

Завршни рад

У табели 9 су приказане прорачунате вредности обртног момента ланчаника T_d , [Nm], у функцији од броја обртаја n , [o/min], обртног момента на коленастом вратилу T , [Nm], и преносног односа i , за различите степене преноса.

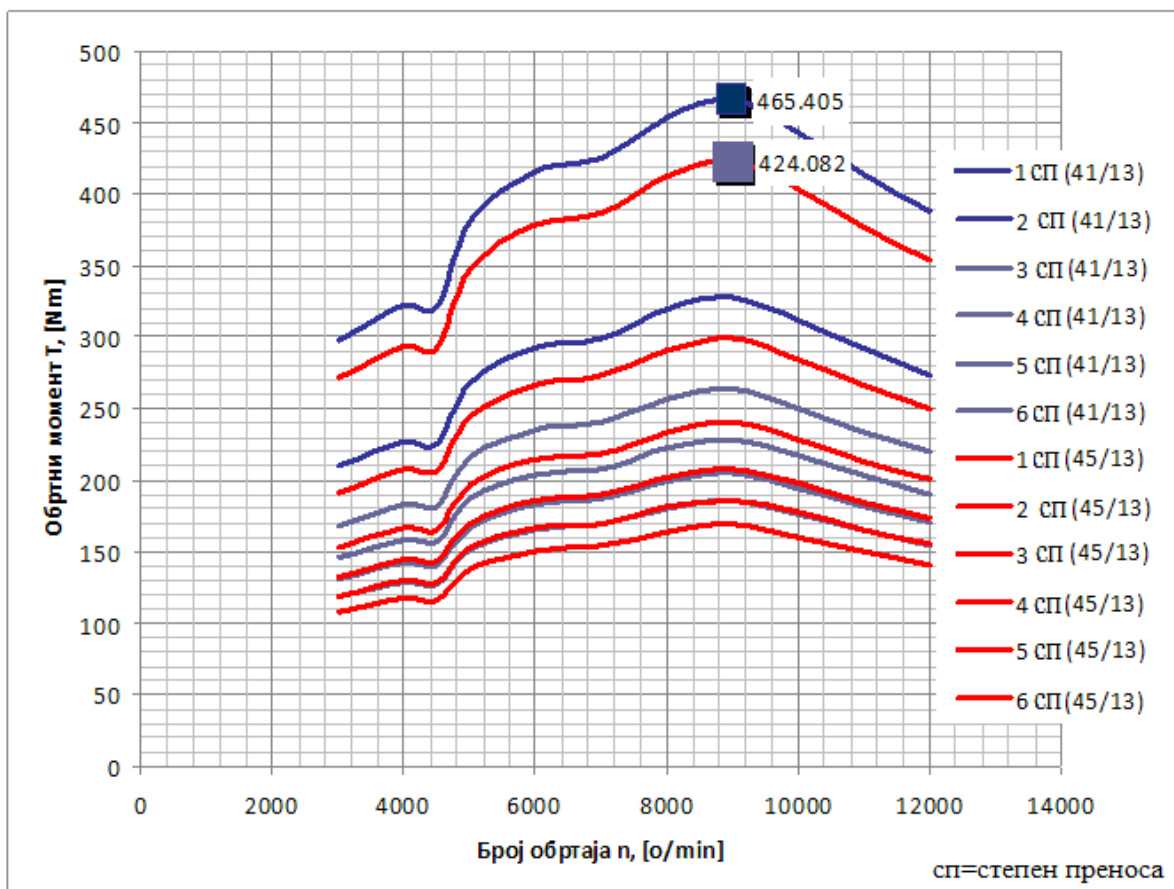
Табела 9. Обртни момент ланчаника у [Nm]

n , [o/min]	12000	11000	10000	9000	8000	7000	6000	5000	4500	4000	3000
T , [Nm]	48,5	51,7	55,2	58,1	56,6	53	51,9	47,50	40	40,3	37,2
I степен преноса											
$i=41/13=3,15$	388,505	414,139	442,175	465,405	453,39	424,552	415,741	380,495	320,417	322,82	297,988
$i=43/13=3,31$	407,427	434,308	463,71	488,072	475,471	445,229	435,989	399,026	336,022	338,542	312,5
$i=45/13=3,46$	426,348	454,478	485,246	510,739	497,553	465,906	456,236	417,557	351,627	354,264	327,013
$i=41/14=2,93$	356,282	379,789	405,5	426,804	415,785	389,339	381,259	348,936	298,841	296,045	273,272
$i=43/14=3,07$	373,634	398,286	425,249	447,59	436,035	408,301	399,827	365,93	308,152	310,463	286,581
$i=45/14=3,21$	390,986	416,783	444,998	468,377	456,285	427,263	418,395	382,924	322,463	324,881	299,89
$i=41/15=2,73$	337,570	359,842	384,203	404,388	393,947	368,891	361,234	330,609	278,408	280,496	258,919
$i=43/15=2,87$	354,01	377,368	402,915	424,082	413,134	386,857	378,828	346,711	291,967	294,157	271,53
$i=45/15=3$	370,451	394,893	421,627	443,777	432,32	404,823	396,421	362,813	305,527	307,818	284,14
II степен преноса											
$i=41/13=3,15$	273,72	291,78	311,533	327,899	319,434	299,116	292,908	268,076	225,748	227,441	209,946
$i=43/13=3,31$	287,051	305,99	326,705	343,869	334,991	313,684	307,174	281,132	236,743	238,518	220,171
$i=45/13=3,46$	300,382	320,201	341,878	359,839	350,548	328,252	321,439	294,188	247,737	249,595	230,396
$i=41/14=2,93$	251,017	267,579	285,693	300,703	292,939	274,307	268,614	245,841	207,024	208,577	192,533
$i=43/14=3,07$	263,242	280,611	299,608	315,348	307,206	287,667	281,696	257,814	217,107	218,735	201,909
$i=45/14=3,21$	275,467	293,643	313,522	329,993	321,473	301,026	294,779	269,788	227,19	228,894	211,286
$i=41/15=2,73$	237,833	253,525	270,688	284,909	277,554	259,9	254,506	232,929	196,151	197,622	182,421
$i=43/15=2,87$	249,416	265,873	283,872	298,785	291,071	272,558	266,901	244,274	205,704	207,247	191,305
$i=45/15=3$	261	278,220	297,055	312,661	304,589	285,216	279,296	255,618	215,257	216,872	200,189
III степен преноса											
$i=41/13=3,15$	219,761	234,26	250,119	263,26	256,463	240,151	235,167	215,229	181,246	182,605	168,559
$i=43/13=3,31$	230,464	245,669	262,301	276,081	268,953	251,847	246,612	225,712	190,073	191,499	176,768
$i=45/13=3,46$	241,167	257,079	274,482	288,903	281,444	263,543	258,073	236,194	198,9	200,392	184,944
$i=41/14=2,93$	201,533	214,83	229,374	241,424	235,191	220,232	215,661	197,378	166,213	167,46	154,578
$i=43/14=3,07$	211,349	225,293	240,545	253,182	246,646	230,958	226,165	206,991	174,308	175,615	162,107
$i=45/14=3,21$	221,164	235,756	251,716	264,941	258,1	241,684	236,668	216,604	182,403	183,771	169,635
$i=41/15=2,73$	190,949	203,547	217,327	228,745	222,839	208,665	204,335	187,011	157,483	158,664	146,459
$i=43/15=2,87$	200,248	213,461	227,911	239,885	233,692	218,828	214,286	195,119	165,153	166,392	153,592
$i=45/15=3$	209,548	223,374	238,496	251,026	244,545	228,991	224,238	205,227	172,823	174,119	160,725

Завршни рад

Табела 9. Наставак

n, [o/min]	12000	11000	10000	9000	8000	7000	6000	5000	4500	4000	3000
T, [Nm]	48,50	51,70	55,20	58,10	56,60	53,00	51,90	47,50	40,00	40,30	37,20
IV степен преноса											
i=41/13=3,15	190,414	202,277	216,718	228,104	222,215	208,081	203,762	186,488	157,042	158,22	146,049
i=43/13=3,31	199,687	212,863	227,273	239,213	233,037	218,215	213,686	195,57	164,691	165,926	153,162
i=45/13=3,46	208,961	222,748	237,828	250,322	243,86	228,349	223,610	204,653	172,339	173,632	160,275
i=41/14=2,93	174,62	186,142	198,743	209,185	203,784	190,822	186,862	171,02	144,017	145,097	33,936
i=43/14=3,07	183,125	195,207	208,423	219,372	213,709	200,116	195,963	179,349	151,031	152,164	140,459
i=45/14=3,21	191,629	204,273	218,102	229,56	223,634	209,41	205,063	187,678	158,045	159,23	146,982
i=41/15=2,73	165,449	176,365	188,305	198,198	193,081	180,8	177,048	162,038	136,453	137,476	126,901
i=43/15=2,87	173,507	184,955	197,476	207,851	202,484	189,606	185,670	169,93	143,099	144,172	133,082
i=45/15=3	181,565	193,544	206,647	217,503	211,888	198,411	194,293	177,821	149,744	150,867	139,262
V степен преноса											
i=41/13=3,15	170,707	181,97	194,289	204,496	199,217	186,546	182,674	167,187	140,789	141,845	130,934
i=43/13=3,31	179,021	190,832	203,752	214,456	208,919	195,631	191,571	175,33	147,646	148,753	137,311
i=45/13=3,46	187,335	199,695	213,214	224,415	218,622	204,716	200,467	183,472	154,503	155,662	143,688
i=41/14=2,93	156,548	166,877	178,174	187,535	182,693	171,073	167,523	153,32	129,112	130,08	120,074
i=43/14=3,07	164,173	175,005	186,852	196,669	191,591	179,405	175,682	160,788	135,4	136,416	125,922
i=45/14=3,21	171,797	183,132	195,53	205,802	200,489	187,737	183,84	168,255	141,688	142,751	131,77
i=41/15=2,73	148,326	158,113	168,816	177,685	173,098	162,088	158,724	145,268	122,331	123,248	113,768
i=43/15=2,87	155,55	165,813	177,038	186,339	181,528	169,982	166,455	152,343	128,289	129,251	119,308
i=45/15=3	162,774	173,514	185,26	194,993	189,959	177,877	174,185	159,418	134,247	135,253	124,849
VI степен преноса											
i=41/13=3,15	154,729	164,938	176,104	185,356	180,571	196,086	165,576	151,539	127,612	128,569	118,679
i=43/13=3,31	162,265	172,971	184,681	194,384	189,365	177,321	173,64	158,919	133,827	134,831	124,459
i=45/13=3,46	169,801	181,004	193,258	203,411	198,159	185,556	181,705	166,3	140,042	141,092	130,239
i=41/14=2,93	141,896	151,258	161,498	169,983	165,594	155,061	151,843	139,97	117,028	117,905	108,836
i=43/14=3,07	148,807	158,625	169,363	178,261	173,659	162,613	159,238	145,738	122,727	123,648	114,136
i=45/14=3,21	155,717	165,992	177,229	186,54	181,724	170,165	166,634	152,507	128,427	129,39	119,437
i=41/15=2,73	134,443	143,314	153,016	161,055	156,897	146,917	143,868	131,671	110,881	111,713	103,119
i=43/15=2,87	140,991	150,294	160,468	168,899	164,538	154,073	150,875	138,084	116,281	117,153	108,142
i=45/15=3	147,539	157,273	167,921	176,742	172,179	161,228	157,882	144,497	121,682	122,594	113,164



Дијаграм 5. Приказ зависности обртног момента од броја обртаја и степена преноса на основу података из табеле број 9

У зависности од степена преноса, броја обртаја мотора, обртног момента коленастог вратила израчунате су вредности за обртни момент ланчаног редуктора возила формула студент. Обртни момент ланчаног редуктора је прорачунат на основу израза 6.

5. Провера носивости ланчаног преноса формуле студент

5.1. Провера степена сигурности ланца

Да би ланчани редуктор задовољио тражено, потребно је проверити степен сигурности против динамичког лома ланца. Вредност степена сигурности је изузетно значајан параметар за оцену стања машинског дела. Вредности критичних и радних напона нису фиксне већ су статистичке величине. Довољна је она вредност израчунатог степена сигурности која обезбеђује услов да радни напон буде мањи од критичног и при најмањем могућем критичном напону и највећем могућем радном напону.

-Обртни момент мотора

$$T_{sus} = \frac{9550 \cdot P_{sus}}{n_{lanca}} = \frac{9550 \cdot 102}{2341} = 416,104 [Nm]$$

-Пречник подеоног круга погонског ланчаника

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{13}} = 16,572 [mm]$$

-Обимна сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{sus}}{d_1} = \frac{2 \cdot 416,104}{16,572} = 50217 [N]$$

-Обимна брзина

$$v = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_{sus}}{60 \cdot 1000} = \frac{16,572 \cdot \pi \cdot 2341}{60 \cdot 1000} = 2,03 [\frac{m}{s}]$$

-Центрифугална сила

$$F_c = q \cdot v^2 = 2 \cdot 2,03^2 = 8242 [N]$$

-Приближна вредност осног растојања

$$a = 40 \cdot p = 40 \cdot 15,825 = 250 [mm]$$

-Угао нагиба вучног огранка

$$\beta = \arcsin \frac{(z_2 - z_1) \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot a} = \arcsin \frac{(45 - 13) \cdot 15,875}{2 \cdot \pi \cdot 250} = 0,33^\circ$$

-Број чланака ланца

$$Z = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{(z_2 + z_1)}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a} = 2 \cdot \frac{250}{15,875} + \frac{(45 + 13)}{2} + \left(\frac{45 - 13}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{250} = 61,32$$

Усваја се $Z = 62$

-Стварна вредност осног растојања

$$a = \frac{p}{4} \left(Z - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(Z - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right)$$
$$a = \frac{15,875}{4} \left(62 - \frac{13 + 45}{2} + \sqrt{\left(62 - \frac{13 + 45}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{45 - 13}{\pi} \right)^2} \right)$$

$$a = 248,72[mm]$$

-Сила затезања услед тежине слободног огранка

$$F_G = \frac{q \cdot g \cdot L^2}{8 \cdot f} \cdot \cos \alpha = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 250^2}{8 \cdot 0,0225} \cdot \cos 20^\circ = 2780[N]$$

-Укупна сила затезања у вучном огранку

$$F_G = C_A \cdot F_t + F_c + F_G = 11022[N]$$

-Степен сигурности против динамичког лома ламеле ланца

$$S = \frac{F_M}{F} = \frac{68,1}{11,022} = 6,2 > 5 \rightarrow \text{задовољава}$$

5.2. Провера површинског притиска

Да би се олакшао секундарни ланчаник примарно је да се промени материјал од којег се израђује. Уместо високоугљеничног челика користила би се легура алуминија 7075-T6 која је и до 3 пута лакша од угљеничног челика.

Механичка својства алуминија 7075-T6 су задовољавајућа у поређењу са високоугљеничним челиком. Скоро 3 пута лакша легура омогућава лакши ланчаник и самим олакшавањем ланчаника долази до се већег убрзања и момента болида.

-Средња вредност површинског притиска

$$p = \frac{F}{A} = \frac{11022}{202} = 54,56 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

-Површинска издржљивост ланца

$$p_N = 22,5 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

-Фактор хабања

$$k_h = \sqrt{\frac{226 \cdot i}{L_h} \left(\frac{a}{p} \cdot \frac{1}{i+1} + 4,75 \right)} = \sqrt{\frac{226 \cdot 3,461}{12000} \left(\frac{250}{15,875} \cdot \frac{1}{3,461+1} + 4,75 \right)} = 0,735$$

-Дозвољени површински притисак

$$p_d = p_N \cdot K_h \cdot K_p \cdot K_L \cdot K_x = 22,5 \cdot 0,735 \cdot 1 \cdot 1,937 \cdot 1 = 75,62 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$p_d = 75,62 \left[\frac{N}{mm^2} \right] > p = 54,56 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \rightarrow$ избрани ланац одговара датим радним условима.

6. Закључак

По својим карактеристикама ланчани преносници налазе се негде између зупчастих и каишних преносника, односно у великој мери обједињавају њихове позитивне карактеристике. Пренос снаге остварује се посредно помоћу обвојног елемента - ланца, који преко ланчаника повезује два међусобно удаљена паралелна вратила. Због своје поузданости и економичности у раду имају широку примену пре свега код бицикла, моторцикла, мотора, пољопривредних машина, рударских и грађевинских машина, алатних машина, текстилних машина, штампарских машина, код машина за прераду дрвета, и код транспортних уређаја. У примени ланчани преносници имају одговарајуће предности али и недостатке. Ланчаници се раде од челика и по конструкционом извођењу тела ланчаника су иста а облици венаца зависе од врсте ланаца. С обзиром да од свих погонских ланаца највећу примену имају ланци са ваљцима то ће највише о ланчаницима за овај тип ланаца бити речи. Венац ланчаника са зупцима изводи се тако да ланац скоро без трења улази и излази из захвата. При томе треба, узимајући у обзир и издужење ланца од око 2%, обезбедити сигуран и миран рад у току предвиђеног радног века.

Упоредном анализом елемената ланчаног преноса показано је да се правилним избором и прорачуном ланчаног преноса, као што су: номинална снага, преносни однос, положај и број вратила, односно ланчаника, односно растојање, обртни момент, време убрзања до 100 km/h, захтеви у погледу подмазивања, захтеви у погледу чистоће и буке, могу одредити и остали геометријско конструкциони параметри ланчаног преноса.

Дијаграмски прикази параметара добијени су испитивањем и односе се на највећу снагу и обртни момент који може да пренесе ланчани преносник тражених карактеристика.

При избору ланца врло често се поставља дилема да ли изабрати једноредни ланац са великим кораком или вишередни ланац са малим кораком. Због малог корака вишередни ланац за исте бројеве обртаја зубаца захтева мањи пречник малог ланчаника, чиме се добија компактна конструкција преносника. Ланчани преносник са мањим кораком ланца и већим бројем зуба ланчаника има мирнији рад у поређењу са ланцем са већим кораком и ланчаником са мањим бројем зуба. У случају возила формуле студент изабран је ланац са већим кораком због тежине и ширине преносника.

Завршна провера носивости ланца за чврстоћу ламела и за површински притисак у зглобу, показала је да изабрани ланац задовољава тражене услове.

Уколико је ланчани преносник правилно изабран за одговарајуће услове експлоатације и према брзини ланца обезбеђено довољно подмазивање, онда ланчани преносник захтева релативно мало одржавање. У овом случају је отворени ланчани преносник који се у зависности од услова рада, одржава након сваког такмичења. При томе се контролише ланац, његови хабајући делови, који се у случају оштећења замењује се цео ланац. Правило је да се никада не ставља нови ланац на већ коришћене ланчанике.

7. Литература

- [1] Танасијевић, С., *Механички преносници: ланчани преносници, зупчасти каишини преносници, кардански преносници*, Машински факултет, Крагујевац, 1994.
- [2] Стојановић Б., Благојевић М., *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015.
- [3] Радић М., *Триболошки процеси код ланчаних преносника*, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015.
- [4] Tsubaki, *Drive chain and sprockets*, Tsubakimoto chain co., 2013.
- [5] <http://www.maziva.org>, приступљено 15.09.2016. године.
- [6] Castrol industrial, *Chain oils*, 2016.
- [7] <http://www.machinerylubrication.com/Read/29371/high-temperature-lubricant>, приступљено 15.09.2016. године.
- [8] *Understanding Roller Chain Wear Life*, Diamond Chain, 2016.
- [9] *Chain wear and replacement*, Tadpole Rider, 2016.
- [10] *How to tell when worn sprockets have to go*, RENOLD, 2016
- [11] <https://www.corrosionpedia.com/definition/1009/scoring>, приступљено 15.09.2016. године.
- [12] RENOLD, *Conveyor chain installation & maintenance*, RENOLD, 2016.
- [13] RENOLD, *Pitting corrosion*, RENOLD Canada, 2016.
- [14] http://www.mfkg.rs/images/stories/studentiskiservis/Studentska_formula_FIN_Kragujevac.pdf, приступљено 15.09.2016.