

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Богдан П. Марјановић

Машина за вађење коштица из кајсије

завршни рад

Крагујевац, 2015.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Машински елементи 2

Број индекса: 151/2012

Богдан П. Марјановић

Машина за вађење коштица из кајсије

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Мирко Благојевић -ментор
- 2.
- 3.

Датум одбране: _____

Оцена: _____

УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ

ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКАУ КРАГУЈЕВЦУ

Катедра за: МАШИНСКЕ КОНСТРУКЦИЈЕ И МЕХАНИЗАЦИЈА

Предмет: Машински елементи 2

ЗАВРШНИ РАД

са темом:

МАШИНА ЗА ВАЂЕЊЕ КОШТИЦА ИЗ КАЈСИЈЕ

За кандидата: Богдан Марјановић, број индекса 151/2012.

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

Изврши пројектовање машине за вађење коштица из кајсије као и прорачун њених виталних подсклопова и склопова.

Препоручена литература:

[7] В. Николић: МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ – теорија, прорачун, примери, Крагујевац, 2004.

Крагујевац, септембар, 2015. год.

Ментор:

Др. Мирко Благојевић ван. проф.

Садржај:

1.0 Увод.....	- 1 -
2.0 Машина за вађење коштица	- 5 -
2.1. Технички опис.....	- 7 -
<i>2.1.1. Погонска група</i>	<i>- 9 -</i>
<i>2.1.2. Ланчани пренос.....</i>	<i>- 10 -</i>
3.0. Израда модела	- 35 -
4.0. Прерађивачка група	- 36 -
5.0. Носећа конструкција	- 40 -
6.0. Закључак.....	- 42 -
7.0. Литература.....	- 43 -

Резиме:

У овом раду анализирана је примена аутоматизованих машина за прераду воћа у виду побољшања квалитета прераде, као и у виду смањења трошкова и смањења утрошеног времена за рад. Предуслов за израду пројекта претставља обиман капацитет воћних засада који се налазе у Србији.

Основни задатак рада јесте да се на основу појединих података пројектује машина за одвајање коштице из кајсије. Наиме комплетан пројекат заснива се на изради машине која има унапред одређен капацитет као и габаритне димензије. Након тога извршени су прорачуни погонског система, као и целокупна разрада модела у софтверским пакетима AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL и CATIA V5 R21. Сви машински склопови и делови, који су потребни за не сметан рад машине, усвојени су према прорачунима по валидном стандарду као и рема конструкционим методама.

Кључне речи:

воће, машина, прерада, кајсија, ваљак.

Abstract:

In this paper the use of fruit processing automation machines was analyzed concerning better quality of processing, as well as the reduction in costs and working hours. The prerequisite for the design of the project is great number of planted fruit which are present in Serbia.

The basic task of the paper is to design an apricot pit remove machine based on certain data. Namely the whole project is based on the manufacture of a machine which has predetermined capacity and overall dimensions. After that the power system calculations were done, as well as the overall model developing in software packages AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL and CATIA V5 R21. All the machine assembly and parts, necessary for uninterrupted work of the machine, were adopted according to the calculations based on the valid standard as well as according to the design methods.

Keywords:

fruits, machinery, processing, apricot, cylinder.

1.0 Увод

Воћарство, као једна од најзначајнијих пољопривредних грана, не може се замислити без савремене технике. Технологија производње све је сложенија, захтевнија и интензивнија, технолошке операције је потребно извести у оптималним роковима, а да би се то постигло нужна је механизација. Повећање приноса по јединици површине уз смањење трошкова је један од најважнијих задатака воћарске производње који се може остварити само уз веће улагање у производњу путем примене квалитетне технологије. Примена механизације утиче тако да рад у воћарству буде атрактивнији и привлачнији, а не скуп, нерентабилан и мукотрпан који даје нестабилну производњу, [1].

Може се рећи да без савремене и квалитетне механизације и, што је врло важно, њене правилне примене, нема успешне воћарске производње. Неправилном применом, чак и савремене механизације, постижу се ефекти који могу произвести значајну штету. Ту спада пре свега повећање збијања земљишта, појава рупа и депресија, лоша обрада, механичко оштећење биљака и плодова, губици при убирању, извођење операција ван оптималних рокова као и загађење земљишта које може настати услед лоше подешености машина за заштиту биљака, [1].

Увођење нових технологија, примена савремених техничких решења и оптимизација организације рада омогућава економску исплативост увођења нових средстава механизације. Рационалност примене технологије директно зависи од примене механизације, тако да се може рећи да је механизација носилац технологија одрживог воћарства,[1].

Индустрија за прераду воћа представља једну од најмлађих индустријских грана у нашој земљи, са врло специфичним обележјима развоја.

Почетак прераде воћа, и то углавном шљива, у организованијем облику забележен је још крајем 1887. године. Период од 1920. године до Другог светског рата може се сматрати као период настајања ове производно индустријске гране и усвајање елемената који ће овој производњи дати основна обележја индустријске гране. Индустријски капацитети у то време износили су око 3000 тона готовог производа са претежно занатским карактером рада. Међутим, мора се истаћи да је са овим производима формиран први појам конзервисаног воћа и поврћа на домаћем тржишту. Истовремено ове радионице су одиграле улогу првих центара за школовање стручног и радничког кадра за ову врсту прераде. Већи број ових радионица добијао је шири карактер организовање производње, тако да се не само одржао већ и сада спада у групу значајних произвођача конзервисаног воћа у виду прерађевина и готовог робног производа. Интензиван развој и индустријски карактер добија после другог светског рата шездесетих година прошлог века. Настао је већи број фабрика за топлу прераду, хладњача, фабрике за производњу воћних

концентрата, савремених сушара и др. што је све имало за циљ повећање броја плантажа са савременим системима гајења воћа. Услови и могућности производње воћа у нашој земљи, као и потребе за овом врстом хране, налажу безусловно даље повећање и осавремењивање индустрије прераде воћа,[2].

На основу вишегодишњих искустава воћара у Србији закључено је да је исплативији и уноснији посао производити одређене прерађевине од сировог воћа, Табела 1. показује производњу воћа у предходним годинама. Од укупне количине произведеног сировог воћа чак 60% се преради, док се остатак извози.

Табела 1. Производња воћа у Србији приказано у тонама, [3].

Врста	2008	2009	2010	2011	2012	2013.
Јабuka	198,030	240,000	245,000	236,000	281,868	239,945
Крушка	46,739	57,717	60,523	61,886	67,771	47,501
Шљива	304,351	556,000	681,000	607,000	662,631	426,846
Бресква	51,618	59,127	65,624	62,666	77,230	68,636
Кајсија	13,633	21,863	22,952	22,301	31,157	22,936
Трешња	19,767	23,302	28,546	29,551	29,228	22,201
Вишња	63,870	80,510	99,593	89,746	105,353	66,224
Орах	20,649	23,781	24,823	24,405	25,172	21,419
Јагода	32,299	35,457	33,129	37,924	35,799	32,973
Малина	84,331	79,680	76,991	84,299	86,961	83,870

Ефикасан програм санитације у постројењима за прераду воћа и поврћа захтева исте основне компоненте које су потребне и приликом других операција са храном, а то су: адекватна средства за чишћење и санитарна средства, као и ефикасно спровођење санитарног програма. Крајњи циљ је обезбеђивање финалног производа који је санитарно исправан и здравствено безбедан, [4].

Минимални стандарди би требало да буду усвојени приликом конструисања или ремоделирања фабрике за прераду воћа или поврћа. Ефикасан дизајн у складу са хигијенским стандардима би требало да инкорпорира следеће принципе:

- Опрема би требало да буде тако дизајнирана да све површине у контакту са производом могу лако да се расклопе ради ручног чишћења, [4].

- Спољашње површине би требало конструисати да спречавају задржавање нешчисточеће, штеточина и микроорганизама на опреми, као и у другим деловима производних хала, укључујући и зидове, подове, таванице и потпорне елементе.

- Опреду би требало дизајнирати тако да заштити храну од спољашње контаминације.

- Све површине које долазе у контакт са храном би требало да током коришћења не реагују на храну, односно приликом те реакције не сме доћи до миграције или апсорпције честица те површине од стране хране, [4].

- Све површине које су у контакту са храном би требало да буду глатке и непорозне како би се спречила акумулација сићушних честица хране, јаја инсеката или микроорганизама у микросопски ситним пукотинама на површини.

- Опреду би требало дизајнирати тако да има минималан број пукотина и цепова у којима се могу накупити делићи нечистоће, [4].

Унутрашњост и спољашњост фабрике би требало да имају следеће санитарне карактеристике:

-Лежишта и филтере за прашину би требало избегавати. Испупчене завртње и закивке би требало избегавати како би се смањила површина за акумулацију отпадака, [4].

- Увучене углове и неравне површине и рупе би требало избегавати како би се смањила акумулација отпада.

- Оштре и непопуњене ивице би требало избегавати како би се смањила акумулација отпада и контаминација микроба.

- Обезбеђивање против уласка штеточина конструкцијом дуплих врата, врата са заштитним тракама и механизма за аутоматско затварање је кључно, [4].

Пошто су уведени стандарди новијег датума, где је прецизирано шта треба да испуне произвођачи у производњи готових производа или полупрерађевина, то непознавање технолошких поступака у производњи може да буде веома неповољно за самог произвођача и извозника. По свој природи област прераде воћа је врло обимна и разноврсна. То ствара одређену потешкоћу при овако широком приступу, па се сваки технолошки поступак, сировина и опрема, коришћени за добијање одређених производа, морају детаљно обрадити са свим потребним значајним појединостима, [4].

Продукти који се могу произвести из кајсије која спада у породицу коштичавог воћа могу бити: мармелада, џем, каша и сокови. Сама прерада кајсије представља дуг и веома захтеван процес који мора бити константо праћен, међутим индустријализација нам омогућава веома лакшу и аутоматизовану производњу која укључује низ синхронизованих машина(Слика 1.).Машине које служе за прераду воћа најпре су произведене тако да се

могу прилагођавати или подешавати за прераду различитих типова коштичавог воћа, јер у супротном има велики број неприлагодивих и скувих машина.



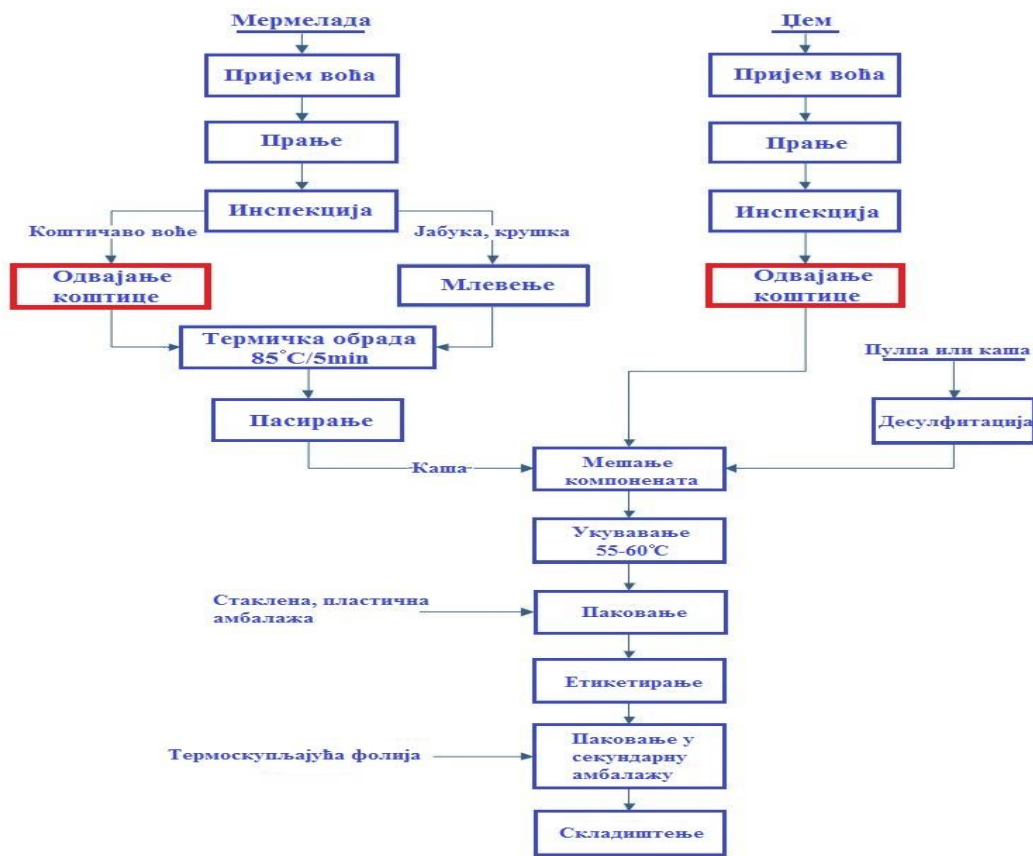
Слика 1. Шематски приказ производног погона за прераду воћа,[5].

У овом раду о технологији прераде воћа ротационом машином за вађење коштица циљ је да пружи основне информације произвођачима и прерађивачима воћа о технологији прераде, било да се ради о преради воћа у кућној радиности или о већим произвођачима који имају индустријски карактер. Као што се може уочити нагли развој ове привредне гране која афирмацијом нових производа осваја, не само наше, већ и светско тржиште, а нарочити европско. Приликом израде и конструисања машина и објеката за овај вид производње морају се узети у обзир сви стандарди који су већ наведени.

2.0 Машина за вађење коштица

Приликом конструисања процесне технике за прераду воћа морају се најпре задовољити сви стандарди, а најбитнија ставка код сваке машине је капацитет и габарити односно димензије. Капацитет и димензије највише зависе од потражње на тржишту. У овом случају ради се о машини која има могућност да преради око $4000-5000 \text{ kg/h}$. Машине исте намене са већим капацитетом радане разликују се по конструкционим особинама и методама рада, већ само по габаритима.

Ротациона машина за избијање коштица конструише се за прераду више врста коштичавог воћа уз веома мала мануелна подешавања, али је у овом случају акценат стављен на прераду кајсије. Сама конструкција мора задовољити прераду воћа у сировом, полузамрзнутом и замрзнутом стању. Такође овакав тип машине може се производити као компонента целокупног погона за прераду воћа, или може бити мобилног типа. Када се ради о производњи као компоненте погона онда представља потпуно аутоматизовану машину коју није потребно додатно опслуживати, (Слика 2.) представља блок дијаграм процесног система за прераду воћа у којем се налази положај машине за избијање коштица.



Слика 2. Блок дијаграм процесног система за прераду воћа

Као што је приказано на блок дијаграму, може се уочити да је грубо одвајање коштице од воћа последња фаза пред додатну хемијску обраду самог воћа, па се мора водити рачуна о томе да у тој фази не дође до непотребног додатног погоршавања чистоће саме воћке.

Приликом израде целокупне машине која се налази у склопу конструкције, материјали који се користе за израду делова те машине морају бити од нерђајућег челика ознаке по JUS стандарду Č4580 (EU X5 CrNi 18-10) који има висок степен стерилности или од нетоксичних пластичних маса. Сама конструкција може бити израђена од конструкционог челика који је накнадно заштићен одговарајућом заштитом.

У колико се ради о конструкцији ротационе машине за избијање коштица мобилног типа(Слика 3.), мора се обратити пажња на основне услове израде, као што су габаритне димензије, капацитет и околина у којој ће се машина експлоатисати. Овакав тип машине више је применљивији у односу на предходно поменуто јер постоји могућност веома лаког транспорта на жељену локацију па самим тим мање производне хале за прераду воћа често се опредељују за овакав тип машине због једноставе израде и одржавања као и због прихватљиве цене. Приликом израде потребно је водити рачуна о томе који се материјали за израду користе, на основу прописа и закона који се примењују на овакав тип производње.



Слика 3. Шематски приказ машине мобилног типа

Приликом саме израде мора се водити рачуна о материјалима који се користе, такође радни делови код овог типа машине израђени су од нерђајућег челика Č4580 (EU X5 CrNi 18-10), и од пластичних маса. Међутим у овом случају и целокупна конструкција мора бити израђена од нерђајућег челика да би стандарди страних тржишта били задовољени.

Као што је наведено на самом почетку, цео рад заснива се на изради ротационе машине за избијање коштице из воћа која је мобилног типа, целокупна конструкција као и сви радни делови машине конструисани су на основу искуствених сазнања.

2.1. Технички опис

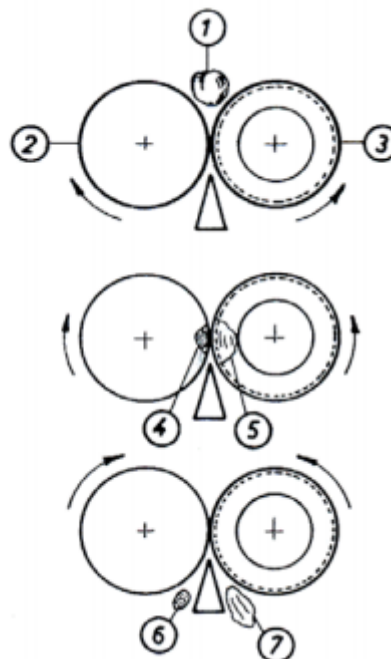
Машина се користи за вађење коштица из шљива, вишања, кајсија и брескви. Коштице се могу vadити и из замрзнутих плодова под условом да се предходно изврши потпуна дефростација, као и из пулпираног воћа. Плодови без коштица који излазе из машине су раздробљени па се од њих производе џемови, мермеладе, воћне кафе, алкохол, дестилати и слично. Приликом прераде акценат је стављен на сортацију односно на предходну припрему воћа за прераду, јер од тога завиди целокупан процес.

Као што је приказано на слици **4.**, предходно припремљени плодови**(1)**, (прани и пребрани), доводе се до усипног коша, чиме се обезбеђује равномерно храњење машине. Са усипног коша плодови падају између два ваљка. Један ваљак је обложен меком гумом**(2)**, а други ваљак се састоји из низа назубљених плоча**(3)**. На улазу у ваљке плодови се потискују између ваљака специјалним ножем (гиљотином) који се креће транслаторно (горе-доле), док се на излазу налази серија специјалних ножева који одвајају месо плода**(5)** са назубљених плоча на једну страну, а коштице**(4)** из машине излазе преко излазног корита, због тога је веома битно да ваљак са облогом гуме буде правилно постављен да не би постојала могућност пролаза коштице у прерађену масу. Погон машине остварен је помоћу редуктора са електромотором. За сваку врсту плодова потребне су различите назубљене плоче, односно растојање између плоча мора имати одговарајућу меру, Због тога се машина пројектује за само једну врсту плодова што може бити недостатак. За сваку другу врсту се посебно испоручује ваљак са одговарајућим назубљеним плочама. Подешавање рада машине је једноставно и остварује се померањем једног ваљка, чиме се постиже најбољи квалитет вађења коштица.

Принцип рада машине претставља синхронизовану радњу са минималним губицима меса плода који се могу занемарити, јер потребе машине захтевају прераду воћног меса 70% до 80%, а остатак одлази у даљи процес прераде. На основу тога размак између ваљака се подешава у зависности од врсте плода који улази у процес.

Принцип рада:

1. Плод
2. Гумени ваљак
3. Назубљени ваљак
4. Коштица
5. Самлевен плод
6. Избачена коштица
7. Самлевен плод



Слика 4. Шематски приказ принципа рада машине

Приликом извршавања прорачуна и провере за одређене делове машине, морамо имати у виду њене основне експлоатационе карактеристике. Основне карактеристике код машина оваквог типа свODE се на њихов капацитет по јединици времена, и основне габаритне димензије, као што је приказано у Табели 2,.

Табела 2. Техничке карактеристике

Радна ширина:	B=560
Капацитет - Q (kg/h)	4000-5000
Инсталисана снага- kW	
Дужина - L (mm)	1600
Ширина- B(mm)	1300
Висина - H (mm)	1900 са постољем
Маса машине- (kg)	650

Капацитет машине, дат је оквирно, јер зависи од врсте и величине плода, као и од зрелости истих.

На основу разрађеног целокупног склопа машине приликом конструкције извршена је подела на три основе групе. Као што знамо, свака машина мора имати своју погонску јединицу, радну групу и носеће чланове, на основу тих предиспозиција можемо извршити поделу на три следеће групе:

1. Погонска група (моторредуктор, ланчани парови);
2. Радна група (прерађивачка група);
3. Постоље (спајање извршено нераздвојивом везом-заваривањем);

2.1.1. Погонска група

Погонска група представља основни систем машинских делова на свакој прерађивачкој машини који треба да омогуће њихов не сметан рад као и саму заштиту машине од преоптерећења.

Приликом израде машине на основу њеног типа и примене потребно је изабрати погонски систем који ће правилно одиграти своју улогу без икаквих сметњи, а такође се мора водити рачуна и о цени која овом случају представља један од кључних фактора тока израде.

На основу конструктивних метода, као основна погонска јединица изабран је пужни мото редуктор реномиране фирме MOTOVARIO ознаке NMRV 105(Слика 4.) са кућиштем израђеним од алуминијума који му омогућује малу масу као и хигијенску предност у односу на редукторе који су израђени од челика,[6].



Слика 4. Редуктор,[6].

Мото редуктор поседује следеће кинематске спецификације:

-Ознака-тип: NMRV 105

-Погонска снага: $P = 2.2kW$

-Број обртаја на излазном вратилу: $n_2 = 70 \text{ min}^{-1}$

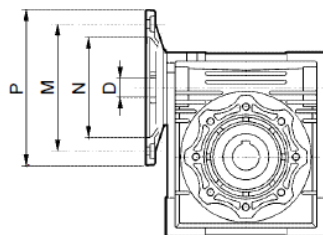
-Обртни момент на излазном вратилу: $T_2 = 255Nm$

-Преносни однос: $i = 20$

-Притисна сила: $F_r = 5399N$

Приликом избора редуктора поред одговарајуће снаге, обртног момента и броја обртаја мора се водити рачуна о димензионим карактеристикама кућишта као и могућности фиксирања на конструкцију, основне димензионе карактеристике приказане су у Табели 3.

Табела 3. Димензионе карактеристике редуктора, [6].



NMRV	PAM IEC	N	M	P	D											
					5	7,5	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100
105	132B5	230	265	300	-	38*	38*	38*	38*	-	-	-	-	-	-	-
	100/112B5	180	215	250	-	28	28	28	28	28	28	28	28	28	-	-
	90B5	130	165	200	-	-	-	-	-	24	24	24	24	24	24	24
	80B5	130	165	200	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	19	19
110	132B5	230	265	300	-	38*	38*	38*	38*	-	-	-	-	-	-	-
	100/112B5	180	215	250	-	28	28	28	28	28	28	28	28	28	-	-
	90B5	130	165	200	-	-	-	-	-	24	24	24	24	24	24	24
	80B5	130	165	200	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	19	19

2.1.2. Ланчани пренос

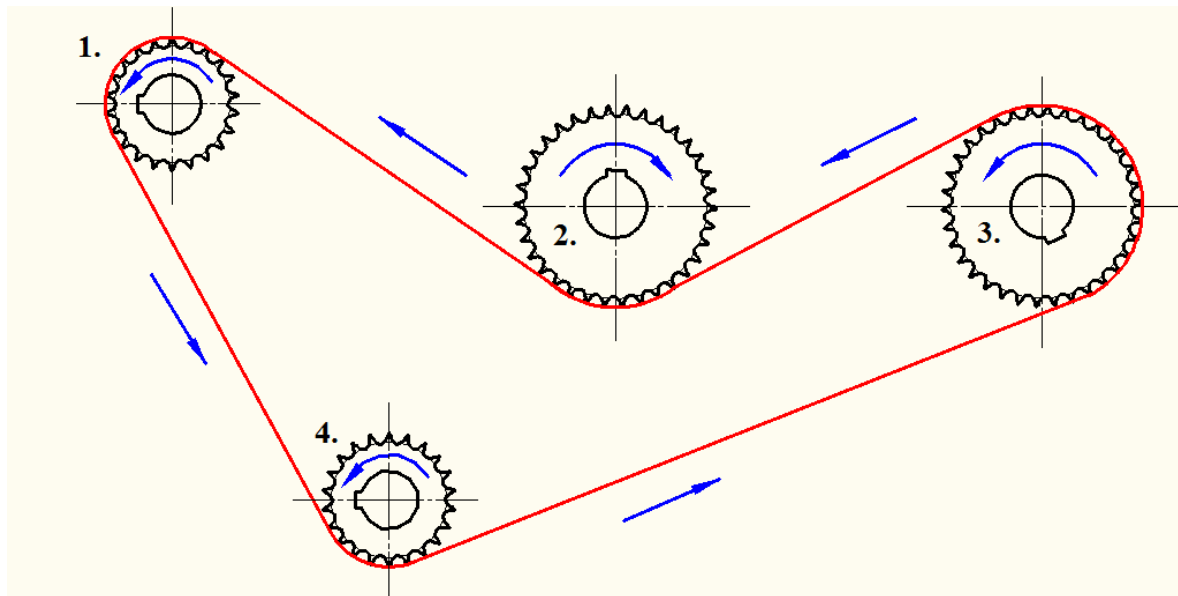
Након правилно усвојеног редуктора, врши се избор и усвајање преносника обртног момента и кретања са погонске машине (редуктора) на гоњене елементе. Поред многих типова преносника у овом случају изабран је ланчани преносник са ваљкастим ланцима који се највише користе у пракси.

Ланчани пренос је изабран из више разлога који омогућују једноставност носеће конструкције као и нижу цену израде поједених елемената.

Основни саставни делови овог типа ланца су: два или више паралелних редова плочица (ламела) одређеног облика, осовинице, чауре и ваљци. Овакав тип ланца може бити једноредни, дворедни, троредни или вишередни. Такође, изводе се са кратким и дугим чланцима, са савијеним ламелама и ламелама специјалног облика,[7].

У овом случају постоје два ланчана погона и то директан погон и пренос кретања са вратила редуктора на прерађивачку јединицу као и пренос кретања и обртног момента са прерађивачке јединице на погон гиљотине која подпомаже преради. За почетак врши се прорачун првог преноса (Слика 5.), који се састоји из четири ланчаника. Као што је на слици назначено ланчаници под редним бројевима представљају следеће:

- (1.) Ланчаник који се налази на редуктору и од кога креће целокупан пренос обртног момента и кретања.
- (2.) Ланчаник који се налази на осовини ваљка са ножевима који служи за главну прераду воћа.
- (3.) Ланчаник који се налази на осовини другог ваљка који на себи има слој пластичне масе.
- (4.) Ланчаник који има улогу затезача целокупног преносника.



Слика 5. Шематски приказ ланчаног преноса

На основу снаге, обртног момента и броја обртаја погонске машине (редуктора), врши се прорачун ланчаних парова према упутству које се налази у литератури,[10]. Као и

димензионисање подеоних пречника ланчаника и пречника вратила на којима се они налазе.

1. Полазни подаци:

$$P=2,2 \text{ kW}, n_1=70\text{min}^{-1}, n_2=45\text{min}^{-1}$$

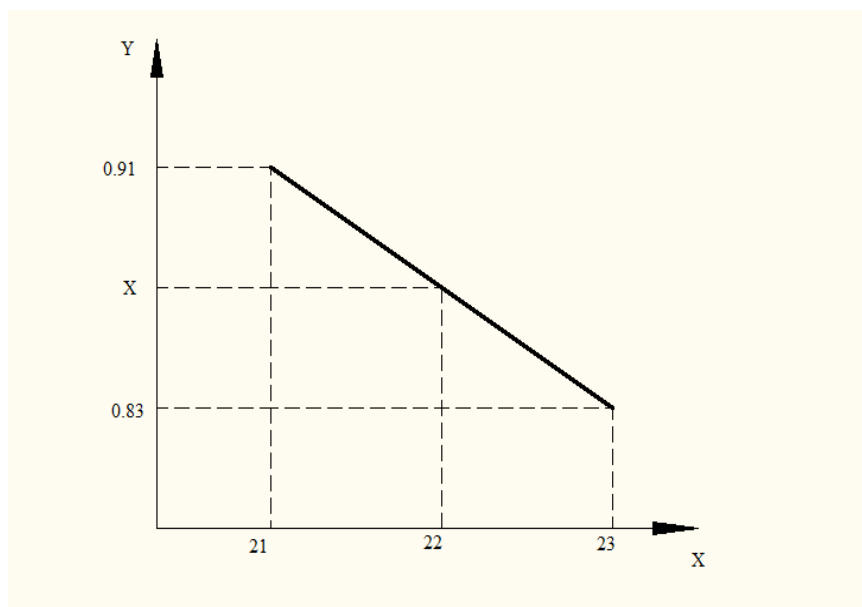
2. Дијаграмска снага

$$P_D = P \cdot k_L = P \cdot k_z \cdot k_i \cdot k_u \cdot k_A \cdot k_p \cdot k_B = 2.2 \cdot 0.87 \cdot 1.1556 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 3.0294 \text{ kW}$$

3. Поправни коефицијент:

3.1. Фактор броја зуба погонског ланчаника: $k_z = f(Z_1)$

$Z_1 = 22$ - литература,[10].



Слика 6. График интерполације за фактор броја зуба

Да би се добила тачна вредност фактора броја зуба ланчаника, потребно је поставити одговарајући график интерполације(Слика 6.) и решити на основу познатих величина.

$$\frac{23-21}{0.91-0.83} = \frac{23-22}{0.91-x}$$

$$25 = \frac{1}{0.91-x}$$

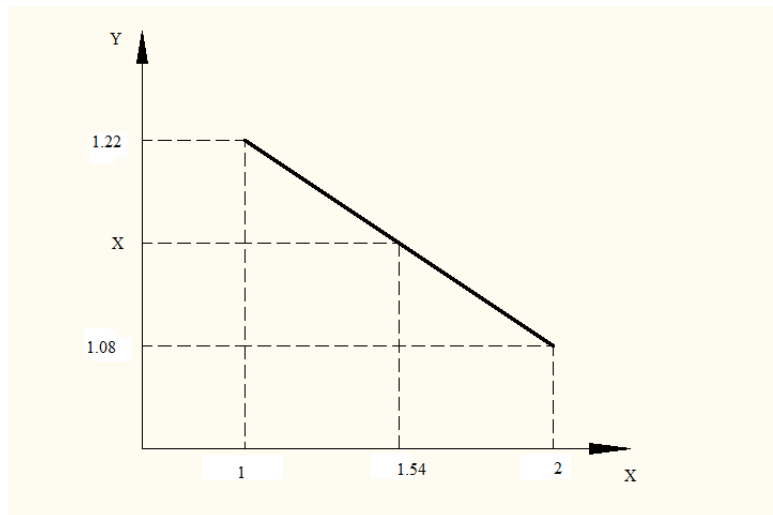
$$x_{(z=26)} = 0.87$$

$k_z = 0.725$ - литература,[10].

3.2. Фактор преносног односа:

$$k_i = f(i)$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = 1.54$$



Слика 7. График интерполације за фактор преносног односа

Да би се добила тачна вредност фактора броја зубаца ланчаника, потребно је поставити одговарајући график интерполације(Слика 7.) и решити једнакост на основу познатих величина.

$$\frac{2-1}{1.22-1.08} = \frac{2-1.54}{1.22-x}$$

$$7.14 = \frac{0.46}{1.22-x}$$

$k_i = 1.556$ -литература,[10].

3.3. Фактор удара:

$$k_U = f(\xi_U)$$

$\xi_U = 1$ - коефицијент удара = f (врста погонске и радне машине) –литература,[10].

$k_u = 1$ - Табела 1.8 (стр. 31)

3.4. Фактор осног растојања:

$$k_A = f(A/h)$$

k_A -литература,[10].

Претпоставити да је $k_A = 1$

3.5. Фактор подмазивања:

k_p - литература,[10].

Претпоставити да је $k_p = 1$

3.6. Фактор броја ланчаника:

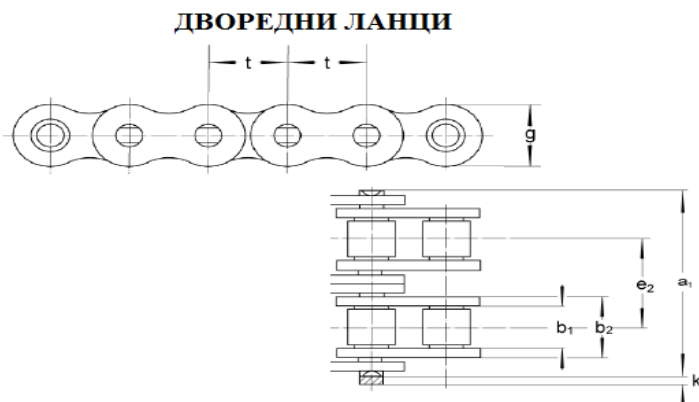
$k_B = \frac{1}{C}$, C- фактор броја вратила, за 2 ланчаника $k_B = 1$

4. Избор и димензије ланца

Ланац бирати на основу P_D и n_1 са дијаграма-литература,[10].

Усваја се дворедни ланац ознаке **10В-2**, корака и ширине $h \times b = 15.875 \times 9.65$

Остале димензије усвојеног ланца(*Слика 8*): Табела 1.1 (стр. 5)



Ознака ланца	ДВОРЕДНИ ДИМЕНЗИЈЕ						
	Корак t (Zoll)	Корак t (mm)	b ₁ (mm)	d ₁ (mm)	b ₂ (mm)	g (mm)	a ₁ (mm)
06B-2	3/8"	9.525	5.72	6.35	8.53	8.5	23.8
08B-2	1/2"	12.7	7.75	8.51	11.3	12	31
08A-2	1/2"	12.7	7.95	7.92	11.18	12.07	32.3
10B-2	5/8"	15.875	9.65	10.16	13.28	14.7	36.2
10A-2	5/8"	15.875	9.53	10.16	13.84	15.09	39.9
12B-2	3/4"	19.05	11.68	12.07	15.62	16.2	42.2
12A-2	3/4"	19.05	12.7	11.91	17.75	18.08	49.8
16B-2	1"	25.4	17.02	15.88	25.45	21	68
16A-2	1"	25.4	15.88	15.88	22.61	24.13	62.7
20B-2	1.1/4"	31.75	19.56	19.05	29.01	26.4	79.7
20A-2	1.1/4"	31.75	19.05	19.05	27.46	30.18	77

Слика 8. Димензионе карактеристике изабраног ланца, [9].

5. Рачунска провера радне способности ланца

5.1. Подеони пречник гоњеног ланчаника:

$$d_{01} = \frac{h}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)} = \frac{15.875}{\sin\left(\frac{\pi}{22}\right)} = 111.795 \text{ mm}$$

5.2. Брзина ланца:

$$v = \frac{d_{01} \cdot n_1}{19100} \approx \frac{n_1 \cdot Z_1 \cdot h}{60000} \approx \frac{70 \cdot 22 \cdot 15.785}{60000} = 0.4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

5.3. Обртни момент:

$$T_{01} = \frac{9550 \cdot P}{n_1} = \frac{9550 \cdot 2.2}{70} = 255 \text{ Nm}$$

5.4. Обимна сила:

$$F_{01} = \frac{1000P}{v} = \frac{2000 \cdot T_{01}}{d_{01}} = \frac{2000 \cdot 255}{111.795} = 4561.92 N$$

5.5. Рачунска сила у вучном огранку:

$$F_1 = F_{01} + F_q + F_C = 4561.92 + 34.4805 + 0.35 = 4596.75 N$$

5.5.1. Сила затезања услед тежине слободног огранка:

$$F_q = k_f \cdot q \cdot A = 6 \cdot 18.1 \cdot 20 \cdot 15.875 \cdot 10^{-3} = 34.4805 N$$

$$q \left[\frac{\text{daN}}{\text{m}} \right] = 1.81 - \text{тежина ланца дужине 1m ; литература, [10].}$$

$$k_f = f(\phi) = 6, \text{ стр. 27, } (\phi - \text{угао нагиба преносника- задата вредност})$$

5.5.2. Центрифугална сила:

$$F_C = \frac{q \cdot v^2}{g} = \frac{18.1 \cdot 0.4^2}{9.81} = 0.34 N$$

$$g - \text{убрзање услед гравитације} \left(g = 9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

5.6. Рачунски притисак у зглобу:

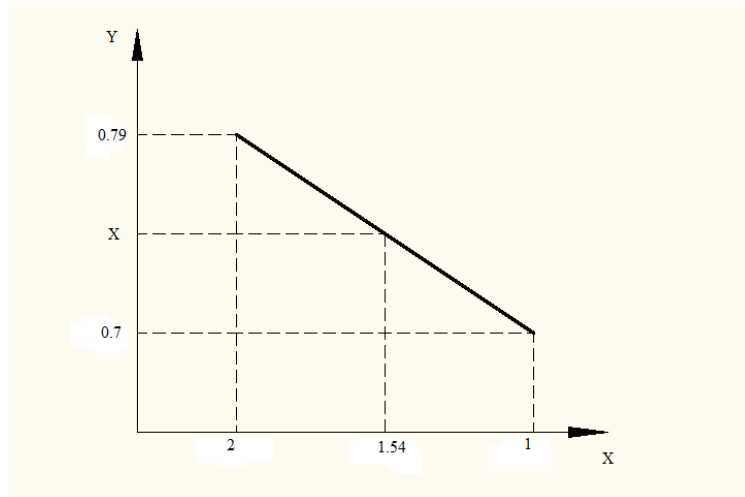
$$p_r = \frac{F_1}{A_1} = \frac{4596.75}{269.443} = 17.060 MPa$$

$$A_1 = 2 \cdot b_1 \cdot d_1 = 2 \cdot 13.26 \cdot 10.16 = 269.443 mm - \text{носећа површина}$$

5.7. Стварни дозвољени рачунски притисак:

$$p_s = \frac{[P] \cdot \lambda}{k_p} = \frac{29.2 \cdot 0.7486}{1} = 21.859 MPa, [MPa]$$

$$[P] = 19 MPa - \text{дозвољени површински притисак, литература, [10]. } [P] = f(v, Z_1)$$



Слика 9. График интерполације за фактор трења

Да би се добила тачна вредност фактора броја зубаца ланчаника, потребно је поставити одговарајући график интерполације и решити на основу познатих величина.

$$\frac{2-1}{0.79-0.7} = \frac{2-1.54}{0.79-x}$$

$$\frac{1}{0.09} = \frac{0.46}{0.79-x}$$

$$x = 0.7486$$

$$\lambda = 0.7486 \quad \text{- фактор трења, литература, [10]. } \lambda = f(A, i, \xi_U)$$

$$k_p = 1 \quad \text{- фактор подмазивања (Тачка 3.5)}$$

5.8. Прва провера:

$$p_r < p_s \Rightarrow 17.060 \text{ MPa} < 21.859 \text{ MPa}$$

На основу добијених вредности, закључује се да провера задовољава задате услове.

6. Степен сигурности:

6.1. Статички степен сигурности:

$$v_{st} = \frac{F_p}{F_1} = \frac{44.1}{4.569} = 9.652$$

$F_p = 44.1kN$ - најмања прекидна сила; литература,[10].

6.2. Динамички степен сигурности:

$$v_D = \frac{F_p}{\xi_u F_1} = \frac{44.1}{1 \cdot 4.569} = 9.652$$

$v_D \geq v_{Dtab}$, $v_{Dtab} = 7.7$ - Препоручени степен сигурности; литература,[10].

На основу задатих вредности степена сигурности према табели, може се закључити да изабран ланац задовољава услове и да се може експлоатисати без икаквих проблема.

7. Прорачун ланчаног спрезања:

7.1. Број зуба погонског ланчаника:

$$Z_1 = 22$$

7.2. Број зубаца гоњеног ланчаника:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = i \cdot Z_1 = 1.54 \cdot 22 = 33.88 = 34 \text{ (} Z_2 \text{ - заокружити на ближу већу вредност)}$$

На основу преносног односа, путем прорачуна добијамо вредност броја зуба гоњеног ланчаника,

7.3. Стварни преносни однос:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{34}{22} = 1.54$$

7.4. Подеони пречник гоњеног ланчаника:

$$d_{02} = \frac{h}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_2}\right)} = \frac{15.875}{\sin\left(\frac{\pi}{34}\right)} = 172.164mm$$

7.5. Број чланака у затвореној контури ланца:

$$m \approx \frac{2A}{h} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{h}{A} = \frac{2 \cdot 328}{15.875} + \frac{34 + 22}{2} + \left(\frac{34 - 22}{\pi}\right)^2 \cdot \frac{15.875}{328} = 71$$

Приликом прорачунавања броја чланака у затвореној контури, усваја се прва ближа вредност.

7.6. Приближно осно растојање:

$$A \approx \frac{h}{4} \cdot \left[m - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(m - \frac{Z_1 + Z_2}{2}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi}\right)^2} \right]$$
$$A \approx \frac{15.875}{4} \cdot \left[71 - \frac{22 + 34}{2} + \sqrt{\left(71 - \frac{22 + 34}{2}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{34 - 22}{\pi}\right)^2} \right] = 339.85mm$$

7.7. Дужина ланца:

$$L = m \cdot h = 71 \cdot 15.875 = 1127.125mm$$

7.8. Угао нагиба преносника:

$$\varphi = 0^\circ$$

7.9. Угао нагиба вучног огранка:

$$\beta = \arcsin \frac{d_{02} - d_{01}}{2A} = \arcsin \frac{172.164 - 111.795}{679.7} = \arcsin 0.09911 = 5.68^\circ$$

7.10. Углови нагиба огранка:

$$\beta_1 = \varphi + \beta = 5.68^\circ$$

$$\beta_2 = \varphi - \beta = -5.68^\circ$$

7.11. Приближна вредност обвојних углова:

$$\alpha_{10} = \pi - 2\beta = 180^\circ - 2 \cdot 5.68^\circ = 168.624^\circ$$

$$\alpha_{20} = \pi + 2\beta = 180^\circ + 2 \cdot 5.68^\circ = 191.36^\circ$$

7.12. Приближан број чланака ланца у спреси:

$$m'_1 = \frac{\alpha_{10}}{\frac{2\pi}{Z_1}} = \frac{180}{\frac{360}{22}} = 10 \quad m'_2 = \frac{\alpha_{20}}{\frac{2\pi}{Z_2}} = \frac{180}{\frac{360}{34}} = 18$$

7.13. Стварни број чланака ланца у спреси:

$$m_1 = 10; \quad m_2 = 18;$$

7.14. Обвојни углови:

$$\alpha_1 = m_1 \frac{2\pi}{Z_1} = 10 \cdot \frac{360}{22} = 163.63^\circ$$

$$\alpha_2 = m_2 \frac{2\pi}{Z_2} = 18 \cdot \frac{360}{34} = 190.58^\circ$$

7.15. Провера обвојног угла:

$$m_1 \geq 0.23 \cdot Z_1 + 2$$

$$m_1 \geq 7.06$$

На основу задате једнакости, може се закључити да је услов задовољен.

7.16. Коефицијент трења:

$\mu = 0.17$, из услова подмазивања, литература,[10].

Подмазивање ланчаника врши се периодично и то ручном мазалицом или четкицом, па се на основу тога усваја наведени коефицијент трења.

7.17. Угао притиска:

$\theta = f(Z_1, \Delta h)$ - (узети да је $\Delta h = 0$), литература,[10].

$$\frac{h}{d} = 1.562$$

за $\frac{h}{d} = 1.562$ и број зуба $Z = 22$

$$\Theta = 0.79355 \text{ rad}$$

7.18. Коефицијент спрезања:

$$B = \frac{\sin \theta - \mu \cos \theta}{\sin \left(\theta - \frac{2\pi}{Z_1} \right) - \mu \cos \left(\theta - \frac{2\pi}{Z_2} \right)} = \frac{\sin 0.7507 - 0.05 \cos 0.7507}{\sin \left(0.7507 - \frac{2\pi}{28} \right) - 0.05 \cos \left(\theta - \frac{2\pi}{28} \right)}$$

$$B = 1.406$$

7.19. Сила затезања у чланцима ланца:

$$S_1 - F_c = B \cdot (S_2 - F_c) = B^2 \cdot (S_3 - F_c) = \dots$$

$$S_1 = F_1 = 539.87 \text{ N}$$

$$S_2 = \frac{F_1 - F_c}{B} + F_c = \frac{4596.75 - 0.34}{1.71} = 2687.9 \text{ N}$$

$$S_3 = \frac{F_1 - F_c}{B^2} + F_c = \frac{4596.75 - 0.34}{1.71^2} = 1571.56 \text{ N}$$

$$S_4 = \frac{F_1 - F_c}{B^3} + F_c = \frac{4596.75 - 0.34}{1.71^3} = 918.77 \text{ N}$$

$$S_5 = \frac{F_1 - F_c}{B^4} + F_c = \frac{4596.75 - 0.34}{1.71^4} = 537.229 \text{ N}$$

7.20. Притисак зглобова ланца на зубце ланчаника:

$$F_{N(1)} : F_{N(2)} : F_{N(3)} : \dots = 1 : \frac{1}{B} : \frac{1}{B^2} : \dots$$

$$F_{N(1)} = \frac{F_1 - F_C}{\sin \theta - \mu \cos \theta} \sin \frac{2\pi}{Z_1} = \frac{4569.75 - 0.34}{\sin 0.79355 - 0.17 \cos 0.79355} \sin \frac{2\pi}{22} = 2171.04 N$$

$$F_{N(2)} = \frac{F_2 - F_C}{\sin \theta - \mu \cos \theta} \sin \frac{2\pi}{Z_1} = \frac{4569.75 - 0.34}{\sin 0.79355 - 0.17 \cos 0.79355} \sin \frac{2\pi}{22} = 1269.427 N$$

$$F_{N(3)} = \frac{F_3 - F_C}{\sin \theta - \mu \cos \theta} \sin \frac{2\pi}{Z_1} = \frac{4569.75 - 0.34}{\sin 0.79355 - 0.17 \cos 0.79355} \sin \frac{2\pi}{22} = 741.9 N$$

$$F_{N(4)} = \frac{F_4 - F_C}{\sin \theta - \mu \cos \theta} \sin \frac{2\pi}{Z_1} = \frac{4569.75 - 0.34}{\sin 0.79355 - 0.17 \cos 0.79355} \sin \frac{2\pi}{22} = 433.66 N$$

$$F_{N(5)} = \frac{F_5 - F_C}{\sin \theta - \mu \cos \theta} \sin \frac{2\pi}{Z_1} = \frac{4569.72 - 0.34}{\sin 0.79355 - 0.17 \cos 0.79355} \sin \frac{2\pi}{22} = 253.59 N$$

8. Оптерећење вратила:

$$F_{VR} \approx \xi_u (F_{01} + 2F_q) \approx 1 \cdot (4561 + 2 \cdot 34.4805) = 4629.961 N$$

На основу добијених сила према прорачуну у тачки 5.5, може се одредити сила оптерећења која делује на вратило.

8.1. Димензионисање вратила:

-Усваја се нелегиран конструкциони челик ознаке Č0745 који је погодан за одговорне откивке и друге елементе у машиноградњи као што су јако напрегнуте осовине, вратила, вретена, ручице, клинови, хемијски састав горе наведеног материјала приказан је у Табели 4.

Oznaka čelika JUS	Хемијски састав %					
	C	Si	Mn	P	S	N
Č.0745	0.500			0.050	0.050	

Табела 4. Хемијски састав са челик Č0745, [8].

За прорачун димензионисања осовине користићемо упутства која се налазе у литератури, [8], где су нам потребни основни подаци за изабрани материјал:

$$\tau_{D(0)} = (220 - 270) \text{MPa} \Rightarrow \tau_{D(0)} = 250 \text{MPa}$$

$$\sigma_{D(-1)} = (300 - 380) \text{MPa} \Rightarrow \sigma_{D(-1)} = 350 \text{MPa}$$

$$R_m = (700 - 850) \text{MPa}$$

8.1.1. Степен сигурности:

$$S = 1.5 - 2.5 \Rightarrow S = 2$$

Степен сигурности усваја се на основу изабраног материјала.

8.1.2. Фактор К и дозвољени напон:

$$\text{За } R_m < 700 \text{MPa} \Rightarrow K = 1.6 - 2 \Rightarrow K = 1.8$$

Вредност К, треба узимати за веће и наглије промене пресека, за веће преклопе, за веће пречнике вратила, за материјале са већом чврстоћом и грубље обрађене површине, усваја се премалитератури, [8].

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{K \cdot S} = \frac{350}{1.8 \cdot 2} = 97.22 \text{MPa}$$

8.1.3. Димензионисање вратила:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot \sigma_{doz}}} = 30.98 \text{mm}$$

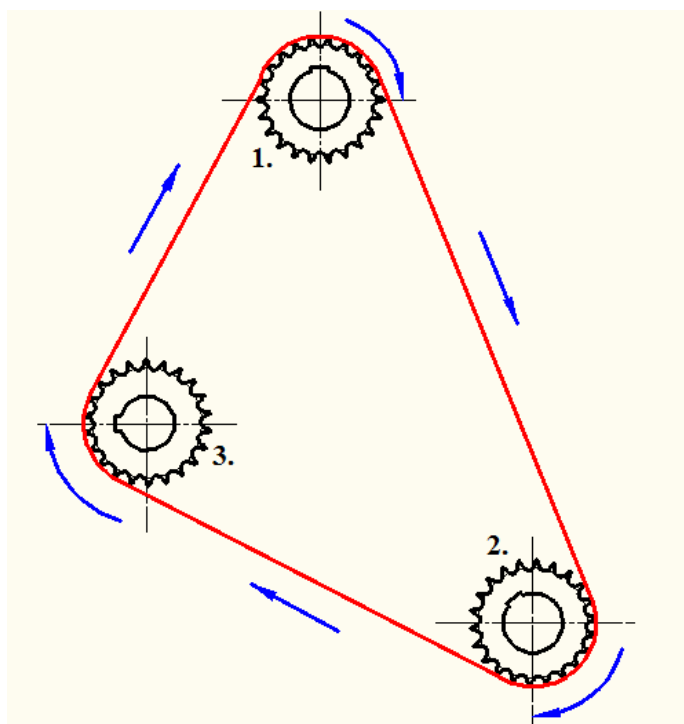
Усваја се пречник вратила $d_i = 45 \text{mm}$, а самим тим на истом месту усвајамо и улежиштење ознаке LES 209 2F према каталогу реномираног произвођача лежја и улежиштења, [11].

Након извршене израде прорачуна ланчаног пара врши се прорачун другог ланчаног пара (Слика 10.) који служи за погон такозване гиљотине која подпомаже целокупну прераду воћа. Погонски ланчаник у овом случају налази се на истој осовини као и гоњени ланчаник првог погона па самим тим доступни су податке снаге, обртног момента као и броја обртаја.

(1.) Ланчаник који се налази на осовини ваљка са назубљеним ножевима, а представља погонски члан „гиљотине,, која подпомаже преради.

(2.) Ланчаник који представља гоњени члан ове погонске групе.

(3.) Ланчаник који има улогу затезача или шпанера.



Слика 10. Шематски приказ другог ланчаног пара

На основу горе наведених података могу се прорачунати и димензионисати ланчаници, према следећем прорачуну који је преузет из литературе ,[10].

1. Полазни подаци:

Првенствено се врши прорачун снаге из разлога што се погонски ланчаник за такозвану гилотину налази на истој осовини као и гоњени ланчаник ваљака са прераду.

$$P_2 = P_{EM} \cdot \eta_{12} = 2.2 \cdot 0.97 = 2.13 \text{ kW}$$

На основу добијене снаге врши се прорачун ланчаног преноса

$$P = 2.13 \text{ kW}, \quad n_1 = 45.45 \text{ min}^{-1}, \quad n_2 = 45.45 \text{ min}^{-1}$$

2. Дијаграмскаснага:

$$P_D = P \cdot k_L = P \cdot k_z \cdot k_i \cdot k_u \cdot k_A \cdot k_p \cdot k_B = 2.13 \cdot 0.83 \cdot 1.22 \cdot 1.185 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2.55 \text{ kW}$$

3. Поправникоефицијент:

$$k_L = k_z \cdot k_i \cdot k_u \cdot k_A \cdot k_p \cdot k_B$$

3.1. Факторбројазубацапогонскогланчаника:

$$k_z = f(Z_1)$$

$Z_1 = 23$ - литература, [10]; На основу преносног односа, усваја се број зуба погонског ланчаника.

$$k_z = 0.83 - \text{Табела 1.6 (стр. 30);}$$

3.2. Фактор преносног односа:

$$k_i = f(i)$$

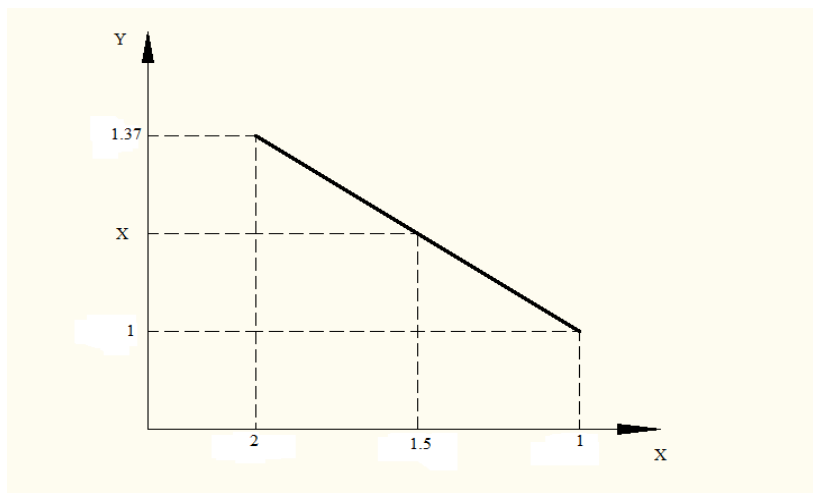
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = 1$$

$$k_i = 1.22 - \text{литература, [10];}$$

3.3. Фактор удара:

$$k_U = f(\xi_U)$$

$\xi_U = 1.5$ - коефицијент удара = f (врста погонске и радне машине) –литература, [10];



Слика 11. График интерполације за фактор удара

Да би се добила тачна вредност фактора броја зубаца ланчаника, потребно је поставити одговарајући график интерполације (Слика 11.) и решити једнакост на основу познатих величина.

$$\frac{2-1}{1.37-1} = \frac{2-1.5}{1.37-x}$$

$$2.702 = \frac{0.5}{1.37-x}$$

$$x = 1.185$$

$k_U = 1.185$ -литература, [10].

3.4. Фактор осног растојања:

$$k_A = f(A/h); k_A\text{-литература, [10].}$$

Претпоставити да је $k_A = 1$

3.5. Фактор подмазивања:

k_p -литература, [10].

Претпоставити да је $k_p = 1$

3.6. Фактор броја ланчаника:

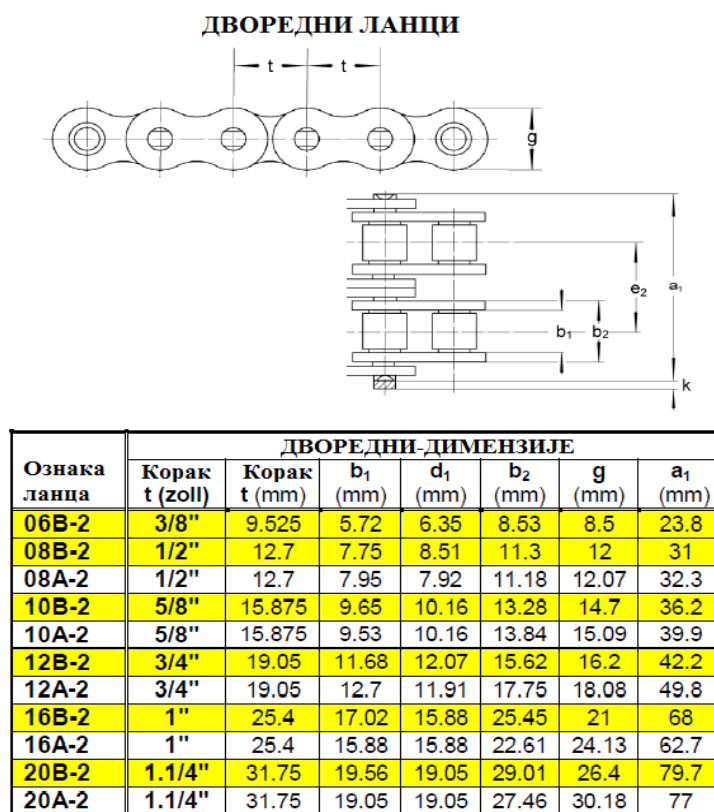
$k_B = \frac{1}{C}$, C- фактор броја вратила, за 2 ланчаника $k_B = 1$

4. Избор и димензије ланца:

Ланац бирати на основу P_D и n_1 са дијаграма; литература, [10].

Усваја се дворедни ланац ознаке **10А-В2** корака и ширине $h \times b = 15.875 \times 9.65$

Остале димензије усвојеног ланца(Слика 11): Табела 1.1 (стр. 5)



Слика 11. Димензионе карактеристике изабраног ланца,[9].

5. Рачунска провера радне способности ланца

5.1. Подеони пречник гоњеног ланчаника:

$$d_{01} = \frac{h}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)} = \frac{15.875}{\sin\left(\frac{\pi}{23}\right)} = 116.727 \text{ mm}$$

5.2. Брзина ланца:

$$v = \frac{d_{01} \cdot n_1}{19100} \approx \frac{n_1 \cdot Z_1 \cdot h}{60000} \approx \frac{70 \cdot 23 \cdot 15.785}{60000} = 0.27 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

5.3. Обртни момент:

$$T_{01} = \frac{9550 \cdot P}{n_1} = \frac{9550 \cdot 2.13}{45.45} = 266 \text{ Nm}$$

5.4. Обимна сила:

$$F_{01} = \frac{1000P}{v} = \frac{2000 \cdot T_{01}}{d_{01}} = \frac{2000 \cdot 266}{116.72} = 4557.91 \text{ N}$$

5.5. Рачунска сила у вучном огранку:

$$F_1 = F_{01} + F_q + F_C = 4557.91 + 37.928 + 1.3 = 4597.13 \text{ N}$$

5.5.1. Сила затезања услед тежине слободног огранка:

$$F_q = k_f \cdot q \cdot A = 4 \cdot 18.1 \cdot 33 \cdot 15.875 \cdot 10^{-3} = 37.928 \text{ N}$$

$$q \left[\frac{\text{daN}}{\text{m}} \right] = 1.81 - \text{тежина ланца дужине 1m; литература, [10];}$$

$$k_f = f(\phi) = 4, \text{литература, [10]; } (\phi - \text{угао нагиба преносника- задата вредност})$$

5.5.2. Центрифугална сила:

$$F_c = \frac{q \cdot v^2}{g} = \frac{18.1 \cdot 0.27^2}{9.81} = 1.3N$$

$$g\text{- убрзање услед гравитације} \left(g = 9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

5.6. Рачунски притисак у зглобу:

$$p_r = \frac{F_1}{A_1} = \frac{4597.1}{269.443} = 17.25MPa$$

$$A_1 = 2 \cdot b_1 \cdot d_1 = 2 \cdot 13.26 \cdot 10.16 = 269.443mm - \text{носећа површина}$$

5.7. Стварни дозвољени рачунски притисак:

$$p_s = \frac{[P] \cdot \lambda}{k_p} = \frac{31.8 \cdot 0.7}{1} = 22.26MPa$$

$$[P] = 31.8MPa - \text{дозвољени површински притисак-литература, [10]; } [P] = f(v, Z_1)$$

$$\lambda = 0.7 - \text{фактор трења - литература, [10]; } \lambda = f(A, i, \xi_U)$$

$$k_p = 1 - \text{фактор подмазивања (Тачка 3.5)}$$

5.8. Прва провера:

$$p_r < p_s \Rightarrow 17.25MPa < 22.26MPa$$

Провера задовољава задате услове.

6. Степен сигурности

6.1. Статички степен сигурности:

$$\nu_{st} = \frac{F_p}{F_1} = \frac{44.1}{4.597} = 9.6$$

$F_p = 44.1kN$ - најмања прекидна сила -литература, [10];

6.2. Динамички степен сигурности:

$$\nu_D \geq \nu_{Dtab}, \nu_{Dtab} = 7.7 - \text{Препоручени степен сигурности-литература, [10];}$$

Услов задовољен.

7. Прорачун ланчаног спрезања

7.1. Број зубаца погонског ланчаника:

$$Z_1 = 22$$

7.2. Број зубаца гоњеног ланчаника:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = i \cdot Z_1 = 1 \cdot 23 = 23 \quad (Z_2 - \text{заокружити на прву ближу вредност})$$

7.3. Стварни преносни однос:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{23}{23} = 1$$

7.4. Подеони пречник гоњеног ланчаника:

$$d_{02} = \frac{h}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_2}\right)} = \frac{15.875}{\sin\left(\frac{\pi}{23}\right)} = 116.727mm$$

7.5. Број чланака у затвореној контури ланца:

$$m \approx \frac{2A}{h} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{h}{A} = \frac{2 \cdot 419.1}{15.875} + \frac{23 + 23}{2} + \left(\frac{23 - 23}{\pi} \right)^2 \cdot \frac{15.875}{419.1} = 75.8$$

Усваја се 76 чланака ланца.

7.6. Приближно осно растојање:

$$A \approx \frac{h}{4} \cdot \left[m - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(m - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right]$$

$$A \approx \frac{15.875}{4} \cdot \left[76 - \frac{23 + 23}{2} + \sqrt{\left(76 - \frac{23 + 23}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{23 - 23}{\pi} \right)^2} \right] = 419.76 \text{ mm}$$

7.7. Дужина ланца:

$$L = m \cdot h = 76 \cdot 15.875 = 1206.5 \text{ mm}$$

7.8. Угао нагиба преносника:

$$\varphi = 90^\circ$$

7.9. Угао нагиба вучног огранка:

$$\beta = \arcsin \frac{d_{02} - d_{01}}{2A} = 0^\circ$$

7.10. Углови нагиба огранка:

$$\beta_1 = \varphi + \beta = 0^\circ$$

$$\beta_2 = \varphi - \beta = 0^\circ$$

7.11. Приближна вредност обвојних углова:

$$\alpha_{10} = \pi - 2\beta = 180^\circ - 2 \cdot 0^\circ = 180^\circ$$

$$\alpha_{20} = \pi + 2\beta = 180^\circ + 2 \cdot 0^\circ = 180^\circ$$

7.12. Приближан број чланака ланца у спреси:

$$m_1' = \frac{\alpha_{10}}{\frac{2\pi}{Z_1}} = \frac{180}{\frac{360}{23}} = 11.5 \quad m_2' = \frac{\alpha_{20}}{\frac{2\pi}{Z_2}} = \frac{180}{\frac{360}{23}} = 11.5$$

7.13. Стварни број чланака ланца у спреси:

$$m_1 = 11 \quad m_2 = 11$$

7.14. Обвојни углови:

$$\alpha_1 = m_1 \frac{2\pi}{Z_1} = 11 \cdot \frac{360}{23} = 172.17^\circ$$

$$\alpha_2 = m_2 \frac{2\pi}{Z_2} = 11 \cdot \frac{360}{23} = 172.17^\circ$$

7.15. Провера обвојног угла:

$$m_1 \geq 0.23 \cdot Z_1 + 2$$

$$m_1 \geq 4.53$$

Услов задовољен.

7.16. Коефицијент трења:

$\mu = 0.17$, из услова подмазивања -литература, [10];

7.17. Угао притиска:

$\theta = f(Z_1, \Delta h)$ - литература, [10]; (узети да је $\Delta h = 0$)

$$\frac{h}{d} = 1.562$$

за $\frac{h}{d} = 1.562$ и број зуба $Z = 23$

$$\Theta = 0.7852 \text{ rad}$$

7.18. Коефицијент спрезања:

$$B = \frac{\sin \theta - \mu \cos \theta}{\sin \left(\theta - \frac{2\pi}{Z_1} \right) - \mu \cos \left(\theta - \frac{2\pi}{Z_2} \right)} = \frac{\sin 0.7852 - 0.17 \cos 0.7852}{\sin \left(0.7852 - \frac{2\pi}{23} \right) - 0.17 \cos \left(0.7852 - \frac{2\pi}{23} \right)}$$

$$B = 1.71$$

7.19. Сила затезања у чланцима ланца:

$$S_1 - F_c = B \cdot (S_2 - F_c) = B^2 \cdot (S_3 - F_c) = \dots$$

$$S_1 = F_1 = 4597.13 \text{ N}$$

$$S_2 = \frac{F_1 - F_c}{B} + F_c = \frac{4597.13 - 1.3}{1.71} + 1.3 = 2688.9 \text{ N}$$

$$S_3 = \frac{F_1 - F_c}{B^2} + F_c = \frac{4597.13 - 1.3}{1.71^2} + 1.3 = 1573.00 \text{ N}$$

$$S_4 = \frac{F_1 - F_c}{B^3} + F_c = \frac{4597.13 - 1.3}{1.71^3} + 1.3 = 920.427 \text{ N}$$

$$S_5 = \frac{F_1 - F_c}{B^4} + F_c = \frac{4597.13 - 1.3}{1.71^4} + 1.3 = 538.8 \text{ N}$$

7.20. Притисак зглобова ланца на зубце ланчаника:

$$F_{N(1)} : F_{N(2)} : F_{N(3)} : \dots = 1 : \frac{1}{B} : \frac{1}{B^2} : \dots$$

$$F_{N(1)} = \frac{F_1 - F_C}{\sin \theta - \mu \cos \theta} \sin \frac{2\pi}{Z_1} = \frac{4597.13 - 1.3}{\sin 0.7852 - 0.17 \cos 0.7852} \sin \frac{2\pi}{23} = 2039.8N$$

$$F_{N(2)} = \frac{F_2 - F_C}{\sin \theta - \mu \cos \theta} \sin \frac{2\pi}{Z_1} = \frac{2688.9 - 1.3}{\sin 0.7852 - 0.17 \cos 0.7852} \sin \frac{2\pi}{23} = 1192.45N$$

$$F_{N(3)} = \frac{F_3 - F_C}{\sin \theta - \mu \cos \theta} \sin \frac{2\pi}{Z_1} = \frac{1573.00 - 1.3}{\sin 0.7852 - 0.17 \cos 0.7852} \sin \frac{2\pi}{23} = 697.57N$$

$$F_{N(4)} = \frac{F_4 - F_C}{\sin \theta - \mu \cos \theta} \sin \frac{2\pi}{Z_1} = \frac{920.427 - 1.3}{\sin 0.7852 - 0.17 \cos 0.7852} \sin \frac{2\pi}{23} = 407.94N$$

$$F_{N(5)} = \frac{F_5 - F_C}{\sin \theta - \mu \cos \theta} \sin \frac{2\pi}{Z_1} = \frac{538.8 - 1.3}{\sin 0.7852 - 0.17 \cos 0.7852} \sin \frac{2\pi}{23} = 238.56N$$

8. Оптерећење вратила:

$$F_{VR} \approx \xi_u (F_{01} + 2F_q) \approx 1 \cdot (4557.91 + 2 \cdot 37.928) = 6950.649N$$

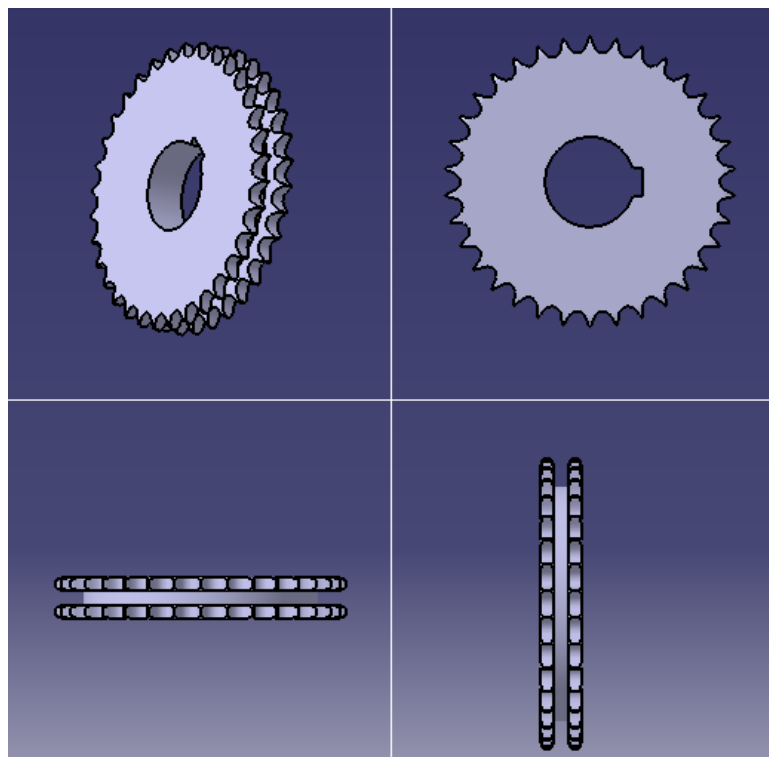
8.1. Димензионисање вратила:

-Димензије вратила усвајају се према првом прорачуна из разлога што се погонски ланчаник налази на истој осовини као и гоњени ланчаник првог погона, самим тим имамо одређен степен сигурности који ће задовољити и пречник осовине.

3.0. Израда модела

На основу извршених прорачуна ланчаника као и њихових димензионих карактеристика, могуће је извршити њихове моделе помоћу софтверских пакета, који су потребни за израду на одговарајућим производним машинама. Мора се водити рачуна о томе да ланчаник за затезање има број зуба као и погонски ланчаник и у спрезању је са најмање три чланка ланца,[10].

Израда модела ланчаника (Слика 12.) погонске групе, због своје геометрије израђени су у софтверском пакету AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2014, који нам омогућује једноставну израду модела са радионичким цртежом, као и могућност прорачуна било којих врста преносника, а затим склапање делова у целину извршено је у софтверском пакету CATIA V5.



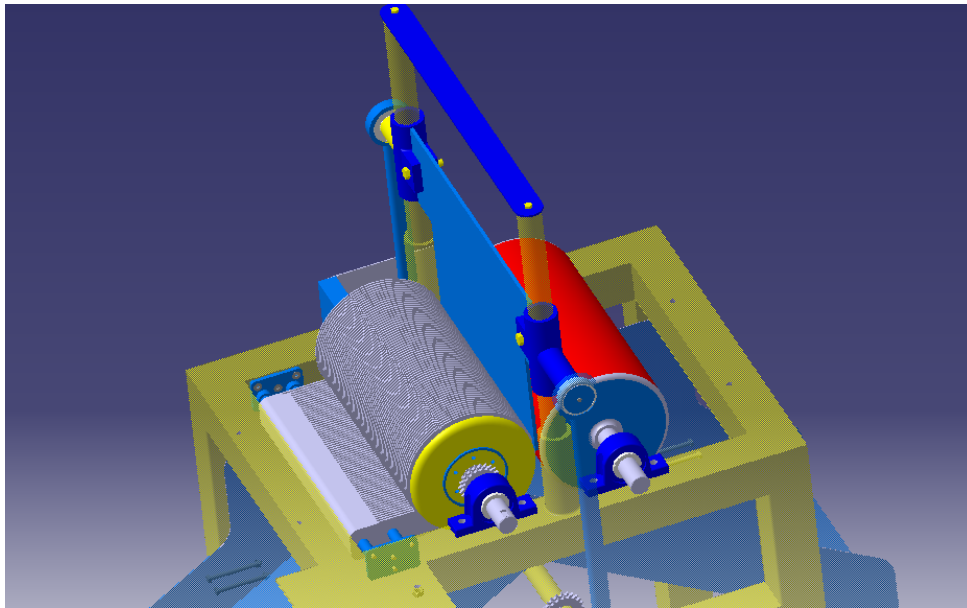
Слика 12. 3D модел ланчаника

Што се тиче погонске групе, наводимо то да целокупан рад машине мора бити синхронизован па се самим тим и усвајају ланчаници који представљају одличан избор код оваквог типа машине, обртни момент са редуктора преноси се на ваљке који служе са прераду, а са ваљка преко ланчаника се преноси обртни момент за покретање гилјотине и на основу тога имамо у потпуности омогућен синхронизован покретни и прерађивачки систем.

4.0. Прерађивачка група

После претходног разматрања о погонском систему, један од најбитнијих делова ове машине, чини прерађивачка група која је носилац главне улоге извршавања њене намене. У данашње време постоји више метода за прераду, али у овом случају одлучено је да се употреби такозвана ротациона метода прераде воћа. Предности ове методе леже у томе што сама машина има потребу да преради 70% до 80% меса са плода па се може рећи да су губици који настају приликом прераде сведени на минимум, док остатак меса са коштицом иде у даљу прераду. Један од недостатака оваквог система јесте маса, иако не постоје превелика динамичка оптерећења улежиштења ваљака морају бити предимензионисани да би постигли жељени радни век без хаварија и застоја. Овакав вид прераде користи се код производње мермелада, џемова, кашастих сокова.

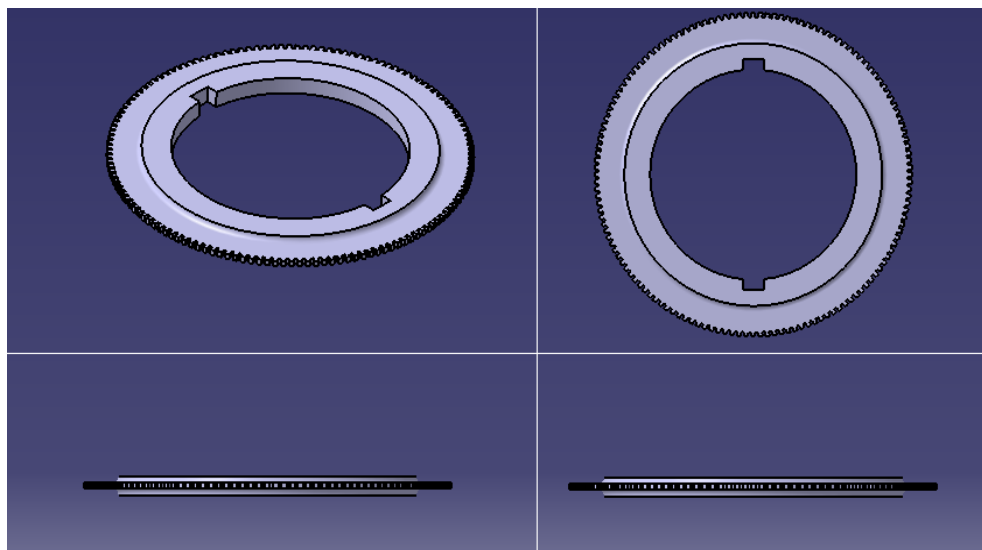
Склоп прерађивачке групе (Слика 13.) са ротационом методом прераде састоји се из назубљеног ваљка који служи за задржавање меса плода, од ваљка се вулканизираним хигијенском гумом који служи за одвођење коштице, гиљотине за подпомагање преради, као и чистачима назубљеног ваљка који се назива чешаљ, цео систем мора бити израђен од нерђајућег челика, у овом случају изабран је челик ознаке Č4580 (EU X5 CrNi 18-10). Сви модели делова прерађивачке јединице израђени су у софтверском пакету CATIA V5.



Слика 13. Прерађивачка група

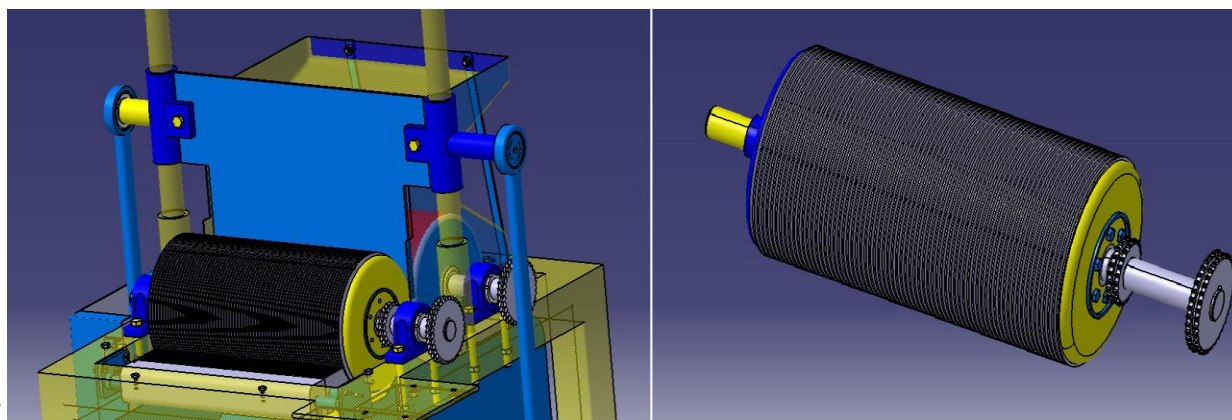
Као што се може закључити на слици, систем не представља компликовану целину, већ чини солидан синхронизован систем који може омогућити задовољавајућ капацитет по јединици времена.

Приликом израде делова прерађивачког система посебно се мора водити рачуна код назубљених ножева(Слика 14.), јер њихова израда захтева прецизан рад оператера. Материјал од ког су озрађени је горе наведен нерђајући челик, због самог облика и геометрије ножа, најконвенционалнији вид израде може бити изведен одвалним глодалом. Нож не захтева никакве термичке обраде у виду каљења или побољшања механичких карактеристика.



Слика 14. Нож

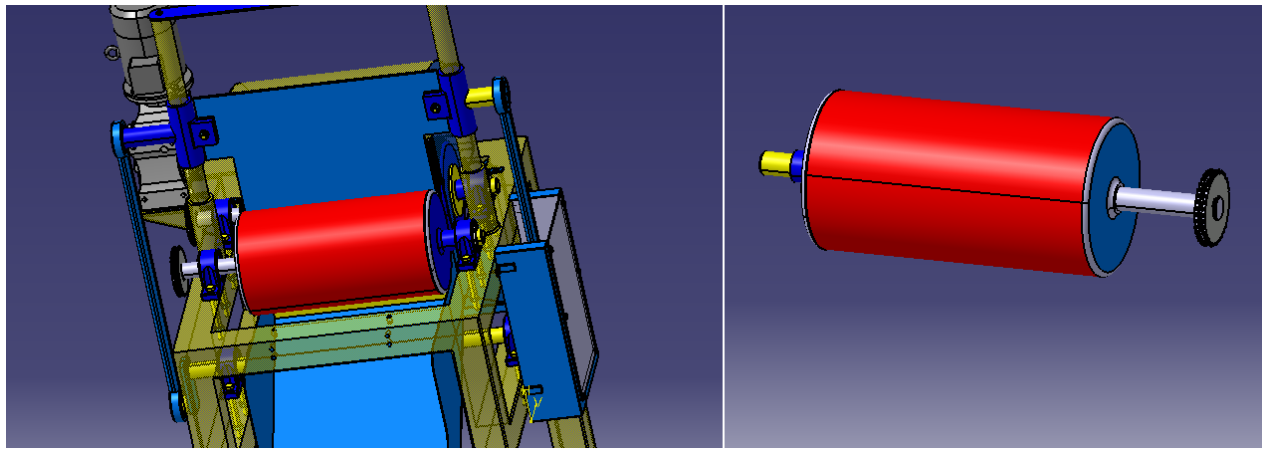
На слици је приказан један нож са унутрашњим ожлебљењем који служе за фискирање на ваљак као и са стране ваљка се налази поклопац који омогућује причвршћење целокупног склопа, али у нашем случају на ваљку се налази 70 ножева хоризонтално послаганих (Слика 15.), који чине целину ваљка са назубљеним ножевима.



Слика 15. Ваљак са назубљеним ножевима

Сам ваљак прићвршћен је за конструкцију раздвојивим везама преко улежиштења која су већ наведена. Као што се може видети са слике, ваљак има веома велику улогу и у погонском систему па се самим тим његова осовина користи и за погон целокупне машине. Ланчаници су обезбеђени правилно усвојеним клиновима па целокупна веза обезбеђује не сметан рад.

Да би се процес прераде употпуности реализовао, потребан је и ваљак са слојем гуме. Ваљак са слојем гуме (Слика 16.) има намену у довођењу плода у процес прераде, као и у одвођењу одпадног материјала, односно коштице са делимичним слојем мяса плода. Ваљак са гумом добија погон од ваљка са ножевима, међутим њихов смер кретања мора бити супротан да би смо добили процес усисавања плодова између њих. Супротан смер се остварује помоћу ланчаника и путање ланаца.



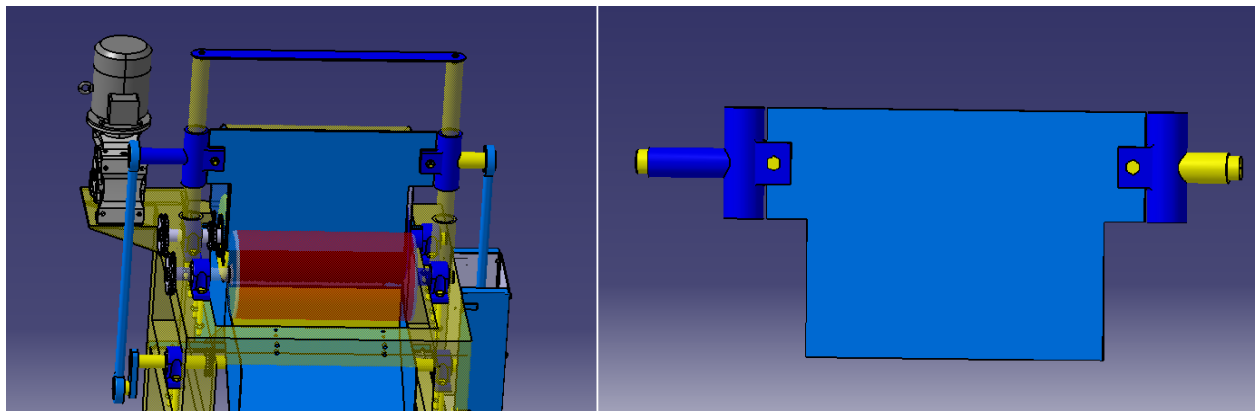
Слика 16. Ваљак са слојем гуме

Материјал који се најчешће користи у прехранбеној индустрији са овакав вид прераде јесте двокомпонентна силиконска гума коју карактеришу добра хемијска, абразивна и топлотна проводљивост. Да би се постигле одређене механичке карактеристике материјала потребно је термички обрадити и то после очвршћавања у трајању од 24 часа, на собној температури излаже се топлоти од 100°C у трајању од 4 часа, након овог подухвата материјал се хлади док не постигне собну температуру, а затим се врши испирање одређеним детерџентом, након чега се може експлоатисати,[12].

Такође, један од битних делова прерађивачког система чини такозвана гиљотина (Слика 17.), која има намену да подпомаже целокупној преради плода.

Гиљотина је израђена од нерђајућег челика, али може бити израђена и од конструкционоих челика, што не би пореметило услове израде и пласирање на страна тржишта. Причвршћивање се врши раздвојивом везом преко завртњева за клизаче који се крећу транслаторно горе-доле по клизајућем елементу на конструкцији. Такође, мора се водити рачуна о дебљини плоче, јер као што је наведено у почетку, оваква машина се

наменски прави за одређену врсту воћа, али уколико постоји потреба за прерадом различитом врстом воћа, могуће је изградити плоче различитих дебљина, а њихова замена није компликована па не представља недостатак система.



Слика 17. Гиљотина

Погон гиљотине морао је бити пројектован тако да синхронизовано ради у складу са ваљцима. Кретање се остварује преко погонског ланчаника који се налази на ваљку са ножевима, гоњени ланчаник се налази на осовини за погон гиљотине, док је на осовину причвршћен ексцентар који је носилац главне улоге транслаторног кретања. Због обртног кретања на осовини клизача плоче као и на осовини ексцентра потребно је усвојити одговарајуће лежаје. Усваја се дворедни буричасти лежај (Слика 18.), реномираног произвођача FKL, ознаке 22209, [11].

DVOREDNI BURIČASTI LEŽAJI DOUBLE ROW SPHERICAL ROLLER BEARINGS

Nazivne mere (mm) Nominal dimensions (mm)							
d	d ₁	D	B	B ₁			
25	20	52	18	29	22205	22205 K	22205 K+H
30	25	62	20	31	22206	22206 K	22206 K+H
35	30	72	23	35	22207	22207 K	22207 K+H
40	35	80	23	36	22208	22208 K	22208 K+H
		90	33	46	22308	22308 K	22308 K+H
45	40	85	23	39	22209	22209 K	22209 K+H
		90	23	42	22210	22210 K	22210 K+H
50	45	110	40	55	22310	22310 K	22310 K+H

Слика 18. Димензионе карактеристике усвојеног лежаја,[11].

Дужина ексцентра као и радна дужина кретања гиљотине одређује се на основу капацитета машине и величине ваљака.

5.0. Носећа конструкција

Да би се употпунила целина било којег машинског система, кључни фактор представља конструкција. Конструкција је основа сваког пројекта па и машине за избијање кошница. Као што смо упућени у свакодневни развој машинских система, према томе тежи се да свака машина постиже веће капацитете уз мање габаритне димензије, које највише зависе од конструкције.

Приликом израде пројекта основа за рад су били капацитет, и габаритне димензије целокупног система, што највише условљава конструкција. У складу са различитим проузвођачима како страним тако и домаћим може се установити да пројектована машина има најмање габаритне мере, а највећи радни капацитет у заједничком сегменту. Самим тим услови иновације који су захтевани су у потпуности испуњени.

Имајући у виду све одређене стандарде тржишта за прехранбену индустрију, као и услове НАССР система, конструкцију овог система могуће је изградити од челика, али на основу истраживања о стелиризацији као и хигијени, установљено је да је боље користити нерђајући челик. На основу ових података израда конструкције врши се од квадратних профила који су израђени од нерђајућег челика ознаке, Č4580 са димензионим карактеристикама датим у Табели 5.

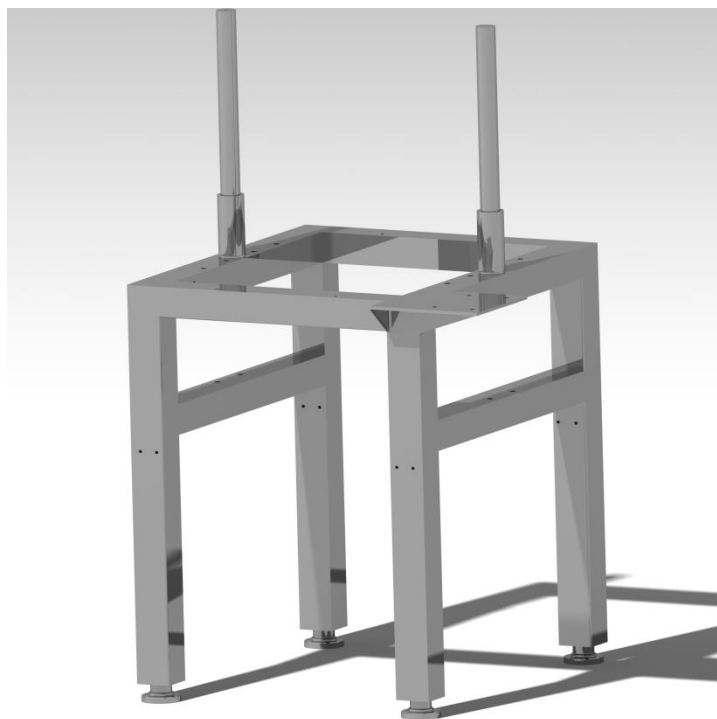
Табела 5. Димензионе карактеристике квадратних цеви,[13].

KVADRATNE CEVI OD NERĐAJUĆEG ČELIKA

Spoljne stranice u mm			Debljina zida u mm								
			1.0	1.2	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0
12	x	12	0.358	0.423	0.518						
15	x	15	0.453	0.538	0.661						
16	x	16	0.485	0.576	0.709	0.920					
20	x	20	0.613	0.729	0.901	1.175					
25	x	25	0.772	0.921	1.140	1.494	1.837	2.167			
30	x	30	0.932	1.112	1.379	1.814	2.236	2.645			
35	x	35	1.091	1.303	1.618	2.132	2.635	3.124			
40	x	40	1.251	1.495	1.857	2.451	3.003	3.602	4.703		
45	x	45	1.410	1.686	2.097	2.770	3.433	4.081	5.342		
50	x	50	1.570	1.878	2.336	3.089	3.831	4.559	5.979	7.349	
60	x	60			2.814	3.727	4.628	5.516	7.255	8.943	
70	x	70			3.293	4.365	5.425	6.473	8.531		
80	x	80			3.771	5.003	6.223	7.430	9.807	12.133	14.410
100	x	100			4.728	6.279	7.818	9.343	12.358	15.322	18.236
120	x	120				7.555		11.257	14.910	18.512	22.064

Након правилно одабраног материјала, усваја се кутијасти квадратни профил димензије 100x100mm и дебљине $\delta = 4mm$.

У фази формирања конструкције потребно је правилно одабрати начин спајања профила. Наиме делови конструкције спајају се нераздвојивом везом односно заваривањем. Метода заваривања која се користи је TIG (tungsten inertan gas), која омогућује најправилније заваривање нерђајућих материјала, као и савршеност завареног споја која је од великог значаја. Након тога конструкција добија жељени облик (Слика 19.).



Слика 19. Носећа конструкција

Пошто се унапред усвајају готови делови и склопови погонског система као и делови ослањања и улежиштења, на основу њихових димензионих карактеристика израђују се отвори за учвршћивање вијчаном везом. Такође, потребно је водити рачуна о осним растојањима па је и самим тим на конструкцији посебно направљен носач редуктора као што се може уочити на слици 19. Клизачи који су израђени од кутијастих профила кружног попречног пресека служе као вођице кретања такозване гиљотине. Њихова обрада извршава се првенствено на стругу због услова толеранција, а затим се заварују за конструкцију.

Као и већина система у прехранбеној индустрији потребно је водити рачуна о нивелацији, односно битно је извршити нивелацију да не би дошло до просипања радног материјала односно плодова услед неравно постављене машине. Због тога се уграђују нивелационе папуче, које служе да машина увек буде у равном положају иако постоје неравнине у подлози на коју се ослања.

6.0. Закључак

У развијеним индустријским земљама физичка радна снага је скупа и све се теже налази. Због тога је примена машина веома важна јер, у неким случајевима омогућава повећање продуктивности рада па чак и до сто пута. Пример наведеног је баш машина за избијање коштица која омогућава повећања учинка за око 100 пута у односу на ручно извођење ове операције.

Технолошке операције код многих воћарских култура у нашој земљи су механизоване, док код операција у преради воћа (прања, сортирања, класирања) делимично су механизоване. Да би наши производи од воћа били конкурентни производима страних земаља које су механизоване у потпуности морају се поједине технолошке операције осавременити и домеханизовати,[14].

Набавка аутоматизованих машина за прераду воћа се код нас врши углавном појединачно, врло ретко колективно, односно задружно или кооперативно. Слично је и са одржавањем које може бити по указаној потреби или планирано. Наравно да је други начин исправнији, али он је углавном карактеристичан за задружни начин пословања. Како је и сама воћарска производња по правилу разноврсна, то су радни захвати бројни и различити, логично је да су средства бројна и разноврсна. Да би се могли очекивати високи, стабилни, квалитетни и економски оправдани приноси, потребно је да број и структура процесне технике буду правилно сагледани и оптимално димензионисани. Процесна технологија је битан фактор у повећању продуктивности рада, тако да је потребно убрзати обнову механизације, а самим тим и подићи техничко-технолошки ниво у воћарству

Примена процесне технике, односно аутоматизованих машина за прераду утиче тако да рад у воћарству буде атрактивнији и привлачнији, а не скуп, нерентабилан и мукотрпан који даје нестабилну производњу,[1].

7.0. Литература

1. Трајковић С., Милановић М., Ранковић Г., Стефановић З.,(2014), *Механизација у воћарству*, Ниш;
2. Благојевић Р., Ранковић Г., Стефановић З., Радојковић И.,(2014), *Технологија прераде воћа*, Ниш;
3. Шумић З.,(2009), *Санитација у фабрикама за прераду воћа и поврћа*, Нови Сад;
4. <https://agroekonomija.wordpress.com/2011/04/24/vocarstvo-srbija/>, приступио 25.06.2015.
5. <http://www.portal-srbija.com/adt-doo>, приступио 25.06.2015.
6. **NMRV-20 Katalog**;
7. Вера Николић., (2004), *Машински елементи*, Крагујевац;
8. <http://www.masinskiprirucnik.com/Konstruktivni%20%C4%8Delici.html>, приступио 29.06.2015.
9. http://www.ecofix.rs/user/9457/upload/ftp_client/Specif/lanac2.png, приступио 29.06.2015.
10. Слободан Танасијевић., (1994), *Механички преносници*, Крагујевац;
11. ФКЛ, Лежајне јединице, Котрљајући лежаји, Каталог;
12. <http://www.bgmodelshop.com/index.php/Kalupni-silikoni/Silikonska-guma-Smooth-Sil%C2%AE-940-prehrambena-silikonska-guma-1/flypage-ask.tpl.html>, приступио 25.06.2015.
13. <http://www.prohrominox.com/inox-proizvodi.html>, приступио 25.06.2015.
14. Рајко Бугарин., Александар Бошњаковић., Александар Седлар., (2014), *Машине у воћарству и виноградарству*, Нови Сад;