

Kopsavilkums par 7. pārskata periodā veiktajām darbībām

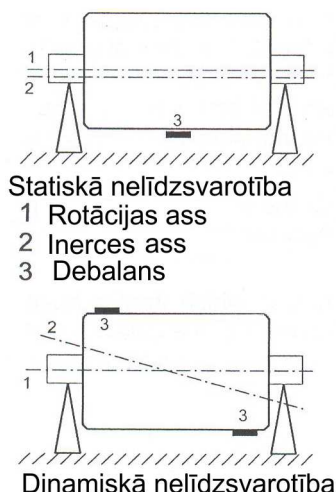
Projekta Nr.	2010/0306/2DP/2.1.1.1.0/10/APIA/VIAA/128
Projekta nosaukums	Mehanizācijas līdzekļu izstrāde enerģētisko augu kurināmā kondicionēšanai
Finansējuma saņēmējs	Latvijas Lauksaimniecības universitāte

Saturs

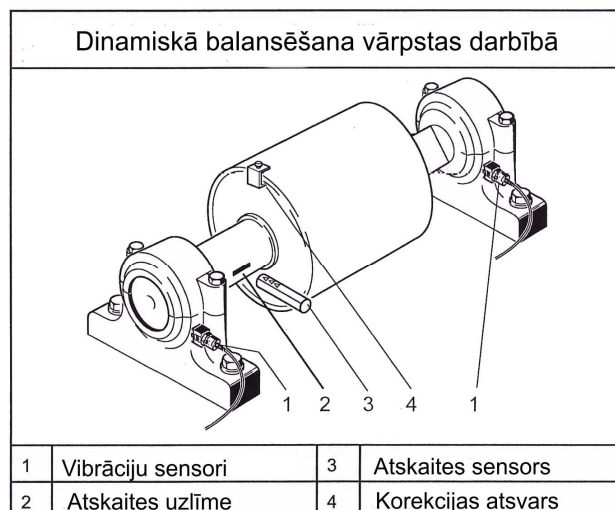
1. Smalcināšanas procesa teorētiskā izpēte	2
2. Smalcinātāja prototipa konstrukcijas izstrāde	17
3. Smalcinātāja prototipa eksperimentālie pētījumi: smalcināšanai nepieciešamās jaudas noteikšana, īpatnējais enerģijas patēriņš atkarībā no smalcinātāja konstrukcijas un griežējasmeņu veida, rotējošo daļu dinamiskās līdzsvarošanas eksperimenti, utt.	32
4. Hidrauliskās piedziņas eksperimentālie pētījumi.	35
5. Kaltēšanas procesa teorētiskā izpēte	36
6. Kaltēšanas eksperimentālā modeļa izstrāde	38
7. Kaltes energoefektivitātes, siltumu zudumu, ražīguma u.c. parametru noteikšana	60
8. Dozēšanas procesa teorētiskā izpēte	66
9. Dozatora konstrukcijas izstrāde. Dozatora eksperimentālā modeļa izstrāde.....	69
10. Dozatora eksperimentālie pētījumi: dozēšanai nepieciešamās jaudas noteikšana, īpatnējais enerģijas patēriņš, dozēšanas precizitāte, rotējošo daļu dinamiskās līdzsvarošanas eksperimenti, utt.	92
11. Maisīšanas procesa teorētiskā izpēte.....	100
12. Maisījuma kvalitātes (homogenitātes, proporcijas u.c. parametru) novērtēšana dažādiem biomasu veidiem	103
13. Maisītāja konstrukcijas izstrāde. Maisītāja eksperimentālā modeļa izstrāde.....	104
14. Smalcinātas biomasas un piedevu materiālu tehnoloģiskais transports	106
15. Maisīšanas eksperimentālie pētījumi: maisīšanai nepieciešamās jaudas noteikšana, īpatnējais enerģijas patēriņš, rotējošo daļu dinamiskās līdzsvarošanas eksperimenti, utt. ...	110
16. Briketēšanas, granulēšanas procesa teorētiskā izpēte	140
17. Mobilā briketētāja prototipa izstrāde un briketēšanas, granulēšanas procesa eksperimentālie pētījumi (dažādu biomasu maisījuma granulēšana/ briketēšana, īpatnējā enerģijas patēriņa noteikšana, utt.).	147
18. Briekšu un granulu kvalitātes teorētiskā izpēte	157
19. Noturības pētījumi dažādu maisījumu granulām, briketēm	158
21. Degšanas eksperimentālie pētījumi dažāda veida kurtuvēs (atgāzu noteikšana, sadegšanas procesa izpēte)	159
22. Dažādu maisījumu biomasas granulu siltumspējas, pelnu kušanas temperatūras u.c. parametru noteikšana	161
Patentu izstrāde un pieteikumu sagatavošana	162
Zinātnisko publikāciju sagatavošana un publicēšana	164

1. SMALCINĀŠANAS PROCESA TEORĒTISKĀ IZPĒTE

Pieaugošas vibrācijas mašīnās izraisa neparedzamas sekas. Tās ietekmē produktu kvalitāti, rada papildus spriegumus komponentiem un krasi samazina darbības drošību. Rotora debalans (nelīdzsvarota masa) ir visbiežāk šo vibrāciju cēlonis. Balansēšanas uzdevums ir ierobežot gultņu reakcijas un vārpstu deformāciju pieļaujamās robežās. Labi nolīdzsvarots rotors gultņos pats no sevis nepagriežas. Ja rotoram ir kāda nelīdzsvarota masa, tad rotors griežas, līdz tā nostājas apakšpusē. Ja nelīdzsvarotā masa atrodas vienā plaknē ar smaguma centru, tad tā ir (1. att.) rotora statiskā nelīdzsvarotība.



1. att. Nelīdzsvarotības veidi



2. att. Dinamiskās balansēšanas shēma

Gadījumos, kad rotoram ir divi debalansi, kuri ir novietoti viens otram pretī divās, attālinātās radiālās plaknēs – tā ir (1. att.) **dinamiskā nelīdzsvarotība**. Šajā gadījumā smaguma centrs atrodas uz rotācijas ass. Taču vārpstai rotējot, centrālās spēki rada spēka momentu, kurš iedarbojas uz gultņiem. Šādus debalansus var konstatēt un līdzsvarot tikai dinamiski, pielietojot divu plakņu balansēšanu. Ir iespējama arī statiskās un dinamiskās nelīdzsvarotības kombinācija, ko sauc par **komplekso nelīdzsvarotību**. To novērš rotoru balansējot divās plaknēs. Lēmumu par to, vai rotoru balansēt vienā vai divās plaknēs, pieņem atkarībā no tā, cik balansēšanas plaknes vispār ir pieejamas (2. att.) un kāds ir attālums starp tām.

Balansēšanu veic, izmantojot ietekmes koeficientu metodi:

Vispirms izmēra vibrāciju amplitūdu un debalansa fāzes leņķi. Pēc tam pievieno noteiktas masas testa atsvaru un vibrāciju amplitūdu un fāzi nosaka atkārtoti. Izmantojot vibrāciju sensoru mezglu tiek izskaitļoti ietekmes koeficienti no abu vibrāciju starpības un precīzu novietojumu un masu testa atsvaram. Rotoru debalansu pēc tam atrod ar ietekmes koeficientu palīdzību. Divu plakņu balansēšanā arī otras plaknes masa tiek ievērtēta aprēķinā. Pielietojot šo metodi var tikt balansēti visi tā saucamie stingrie rotori.

Rotora analīze pirms balansēšanas

Pirms balansēšanas sākšanas ir jāpārliedzina, ka rotora nevienmērīgas rotācijas iemesls ir tā debalans. Vibrāciju diagnostika arī ļaus noteikt to, kura balansēšanas metode ir visatbilstošākā.

Diagnosticējot rotora debalansu:

Klikšķina uz starta ekrāna uz „Analysis” → **Vibration speed characteristic value**



Mašīnas vibrācijas mērījums pirms un pēc balansēšanas.
Tie ļauj arī noteikt to punktu, kurā vibrāciju sensors ir jāpievieno.



Speed

Rotora rotācijas ātruma mērīšana



Phase measurement - one / two planes

Vibrāciju ātrumam sinhrona signāla amplitūdas un fāzes reģistrēšana.

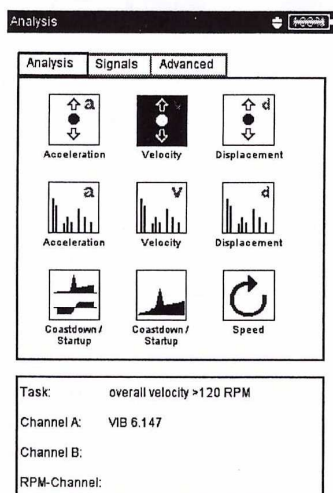
Tas var tikt lietots kā piemērs, kurā nosaka vienas vai divu plakņu debalansu



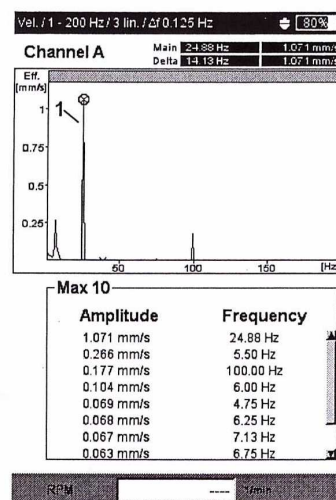
Vibration speed - Spectrum & time signal

Ātrā Furjē transformācijas spektra un laika mērījums.

Ja spektrā dominē pirmā harmonika, tad nevienmērīgas rotācijas cēlonis ir debalanss



Analīzes mērījumi



FFT spektrs diagnozei:
1 harmonika ātruma spektrā
dominē - debalanss

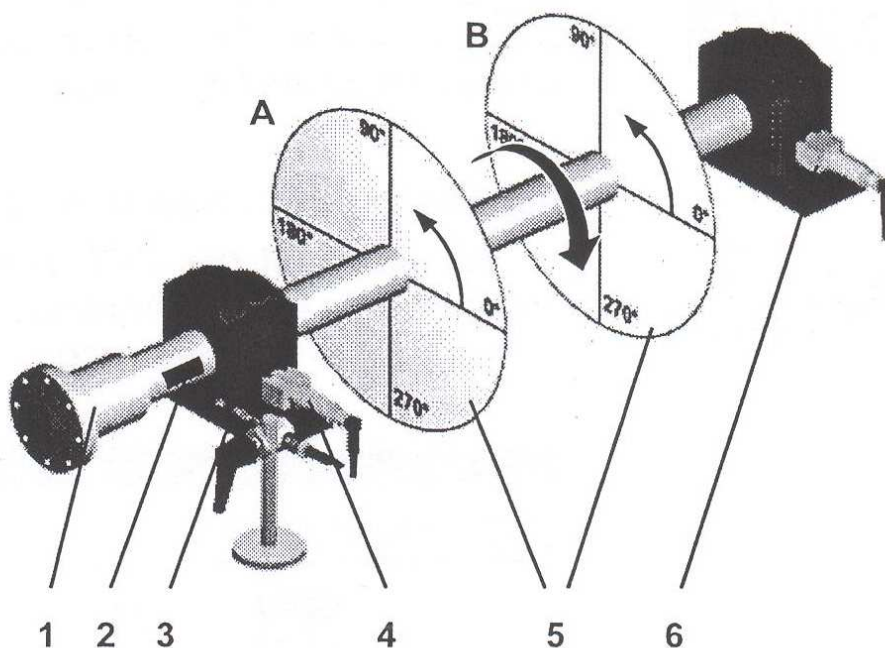
3. att. Ekrāna izskats un vibrāciju ātruma mērījumi

Sagatavošanās balansēšanai:

Pirms balansēšanas darbu uzsākšanas mašīna ir jāizslēdz un jānodrošinās pret tās nejaušu ieslēgšanu. Sagatavošanās process ietver sevī mērīšanas komponentu iestatīšanu.

Iestatīšana:

- ✓ Vispirms cenšas noteikt vibrāciju cēloni vizuāli un labot to, ja tas ir iespējams. Piemēram, novāc no rotora tam pielipušu materiālu, vai arī pievelk atslābinātas skrūves pie pamatnes.



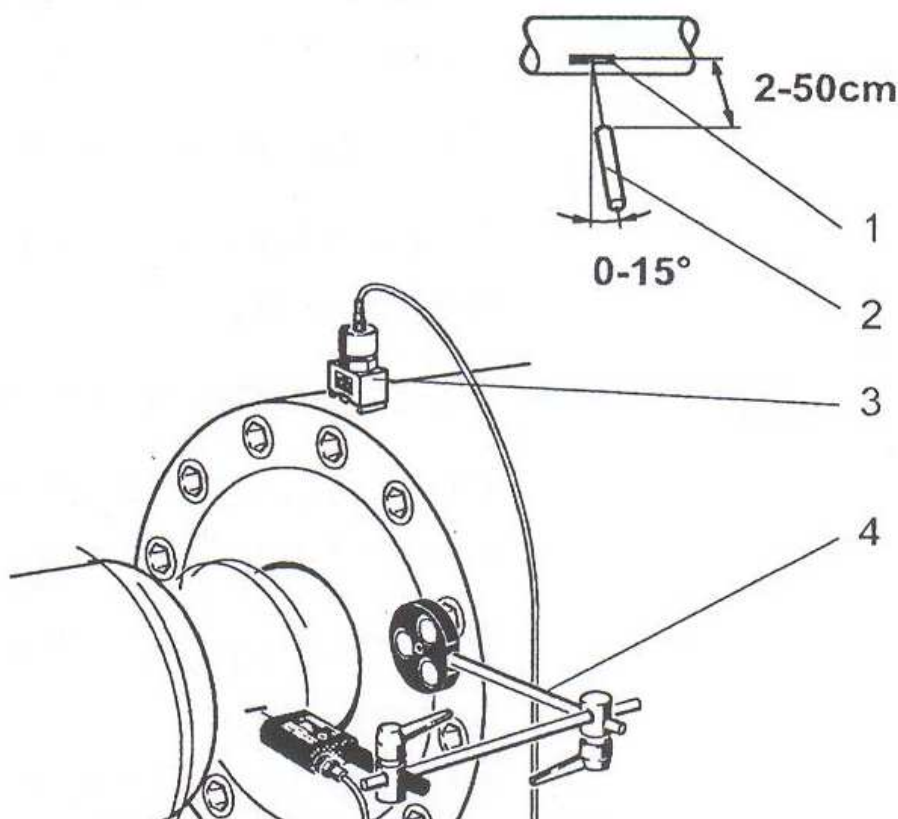
4. att. Sensoru iestatīšanas shēma

- 1 – piedziņas vieta; 2 – atskaites uzlīme; 3 – atskaites sensors;
4 – mērīšanas plakne 1; 5 – korekcijas plaknes A un B;
6 – mērīšanas plakne 2

! - Ja mašīna netiek balansēta tās nostiprinātā stāvoklī, to ir nepieciešams stingri nostiprināt pie stingra fundamenta (tieši pie rāmja vai vibrāciju izolatora).

- ✓ Nosaka mērīšanas un korekcijas plaknes. Montē vibrāciju sensorus uz gultņu korpusiem mērīšanas punktos ar visaugstāko vibrāciju līmeni. Jāievēro sekojošais:
 - Mērīšanas plaknei ir jābūt pret gultņa centru vai tuvu korekcijas plaknei.
 - Vibrācijas tiek pārvadītas uz gultņa ārējo gredzenu radiālā virzienā. Tāpēc vibrāciju sensoru pievieno gultņa sānos (horizontāli) vai augšpusē (vertikāli).
 - Noderīgus mērīšanas punktus identificē ar mēģinājumiem, atrodot punktus ar augstāko vibrāciju līmeni.
 - Sensorus ir jāpievieno gultņiem tik cieši, cik tas ir iespējams. Nedrīkst pieļaut signāla pievadīšanu ar pārāk garām pārvadu ķēdēm. Mērījumu virzienam ir jāatbilst galvenajam vibrāciju virzienam (parasti horizontālajam).
 - Mērot horizontāli sensoru pievieno gultņu korpusa apakšējai pusei.
 - Iespēju robežās izmanto pieskrūvējamus vai magnētiski nostiprināmus vibrāciju sensorus.
 - Dinamiskai balansēšanai divās plaknēs: Nosaka otru plakni (B) līdzīgā veidā.
- ✓ Nosaka mašīnas (rotora) griešanās vienmērību.
 - Mēra vibrāciju ātrumu un ja ir pārmērīgi vibrāciju līmeņi, pieraksta FFT spektru (skat DIN ISO 10816 – 3).

- Piemēram, ja rotācijas ātrums ir 1500 apgr. Min-1 un augstas vibrāciju amplitūdas uzrādās ar frekvenci 25 Hz (1. harmonika), tās norāda debalansa esamību.
- Izmērītās vērtības jā saglabā, lai vēlāk salīdzinātu ar mērījumiem pēc balansēšanas.
- ✓ Jāizmanto leņķa atskaite uzlīme uz vārpstas, ko lieto atskaite sensoram.
 - Leņķa noteikšana: Leņķa atskaite uzlīmes stāvoklis tiek definēts 0°; korekcijas atsvaru stiprināšanas leņķi mērī vārpstas rotācijai pretējā virzienā.
- ✓ Atskaite sensoru nostiprina tad, kad mašīna ir izslēgta, kā parādīts 4. att.. Jāievēro sekojošais:
 - Atskaite sensors ir jānostiprina 2 – 50 cm attālumā no vārpstas virsmas. Nostiprinājums atskaite sensoram jāizvēlas iespējami īsāks, lai novērstu tā vibrācijas.
 - Jāpārliedzinās, ka atskaite sensora ass ir perpendikulāra vārpstas virsmai (jāievēro bultas virziens uz sensora).
 - Lai novērstu atskaite sensora signāla interferenci, jānovērš citi atstarojumi. Ja vārpsta spoža, dažreiz iestata atskaite sensoru nelielā leņķī (~15°) pret vārpstas virsmu.
- ✓ Nostiprinātos vibrāciju un atskaite sensorus pievieno mērīšanas mezglam.



5. att. Atskaite sensora iestatīšana

1 – atskaite uzlīme; 2 – atskaite sensors; 3 – vibrāciju sensors ar magnētisko adapteri; 4 – atskaite sensora statīvs

Nobeidzot sagatavošanos:

- ✓ Balansēšanas ātrumam ir jābūt iespējami zemākam. Jo augstāks balansēšanas ātrums, jo lielāka bīstamība no testa atsvariem, kas ir atrāvušies no rotora.
- ✓ Meklējiet iespējamās rezonanses punktus; rūpīgi aplūkojiet izskrejas līkni rotoram.
- ✓ Mērīšanas laikā rotācijas ātrumam ir jābūt nemainīgam! Ja nē – balansēšana ir jāatkārto.
- ✓ Mērīšanas laikā rotoram ir jābūt darba temperatūrai.
- ✓ Pirms pirmā balansēšanas skrējiena ir jāpārbauda visu mērīšanas komponentu iestatījums.
- ✓ Jāpārskata iestatījuma parametri.

Iestatījumi:

Visus iestatījumus mērīšanai un novērtējumam veic „setup”, izvēlnē.

Parametrus, kurus var mainīt balansēšanas laikā iestata izvēlnē „Tools”:

- ✓ Korekcijas veids: brīva korekcija/fiksēts novietojums/fiksēts atsvars/lentes mērījums;
- ✓ Stiprina balansēšanas atsvarus, tas ir piemēta vai pieskrūvē atsvarus rotoram;
- ✓ Novāc balansēšanas atsvarus, tas ir nofrēzē rotoram svaru;
- ✓ Testa funkcijas: aktivēt/deaktivēt ātrumu, debalansa indikatora stabilitāti, u. tml.

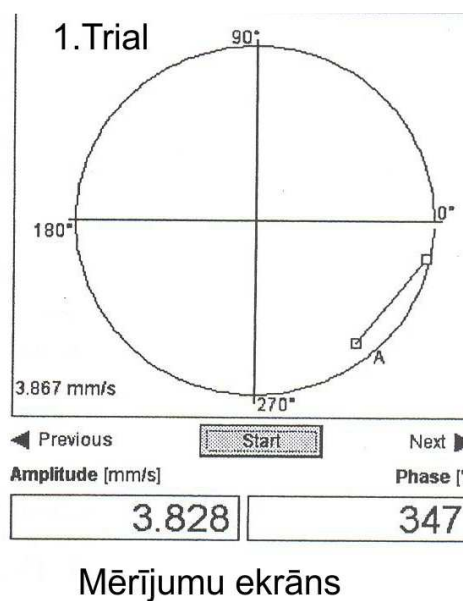
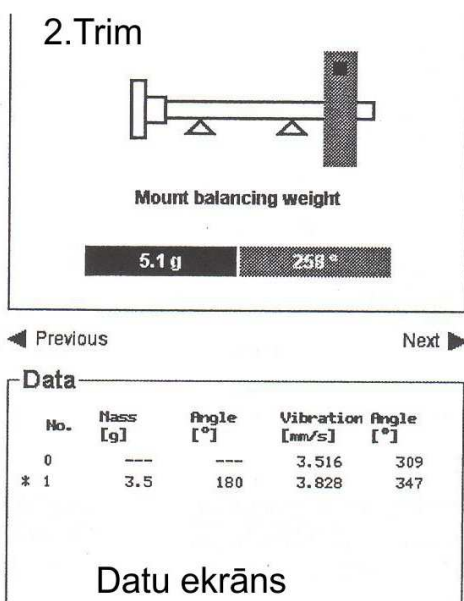
Displejs

Jebkurā balansēšanas skrējienā parādās divi galvenie ekrāni (6. att.):

Datu ekrāns parāda balansēšanas atsvarus un to novietojumu uz rotora.

Mērījumu ekrāns parāda mērījumu datus un balansēšanas atsvarus visos izpildītajos skrējienos. Ja ir veikts mašīnas iestatījums, tad tajā parādās tas, kāda balansēšanas kvalitāte ir sasniegta un kāds rotora rezultējošais centrifugālais spēks.

Uz mērījumu ekrāna redzamas ir mērījumu skaitliskās vērtības (amplitūda & fāzes leņķis) un grafiskais attēls polārās diagrammas veidā.



6. att. Balansēšanas soļu displejs

Uz abu ekrānu kreisā stūra ir parādīts atbilstošais balansēšanas solis.

Balansēšanas soļi:

- ✓ 0 - Sākotnējais debalans: sākotnējā debalansa mērījums; ja vibrāciju vērtības ir pielaižu robežās, tad rotors jau ir nobalansēts. Ja nē, tad nākamajos balansēšanas soļos ir jāpielāgo rotoram vajadzīgie atsvari.
- ✓ 1 - Testa skrējieni: pielāgotā testa atsvara ietekme tiek izmērīta, un tiek aprēķināts nepieciešamais korekcijas atsvars.
- ✓ 2 - līdz ..n: korekcijas skrējieni debalansa samazināšanai rotoram.

Palielināšana un samazināšana ar „+/-„

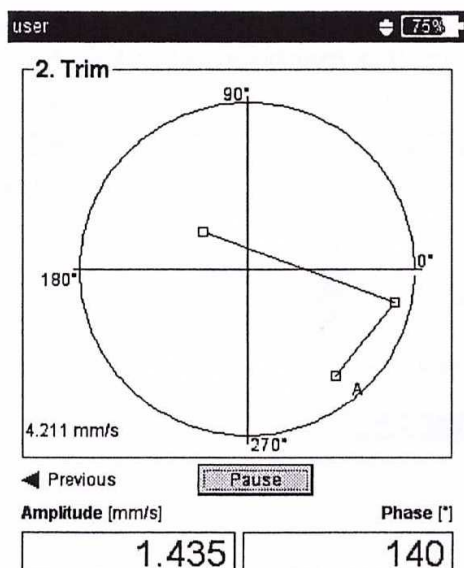
Sākotnējais debalans ir attiecināts uz „A „vai „B „ kā balansēšanas procedūras starta sākums. Visi tālākie mērījumi ir saistīti cits ar citu nepārtrauktā līnijā. Ja skats ir jāpalielina – jānospiež „+“ vairākkārtīgi. Sensorais mezgls automātiski palielinās displeja laukumu diviem pēdējiem balansēšanas skrējieniem. Ja sākotnējais debalans iziet ārpus displeja laukuma, tad maksimālā vērtība tiks attēlota procentuāli no sākotnējā debalansa.

Lai pārļapotu pierakstu turp un atpakaļ ir jākustina kursorsvira pa labi vai pa kreisi. Ja datu ekrānā negrib mainīt vērtības, tad tikt uz nākamo ekrānu var nospiežot **F** pogu un kustinot kursorsviru.

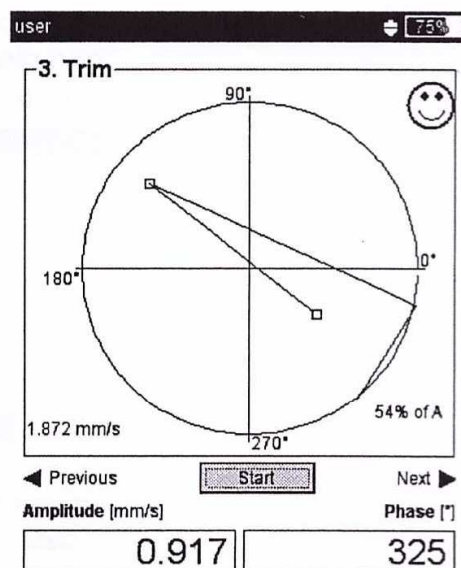


Mērīšanas Start/stop

Nospiediet uz kursorsviru mērīšanas ekrānā (7. att.).



■ Press [Start] in order to start or stop the measurement.



Measurement screen - Zoom

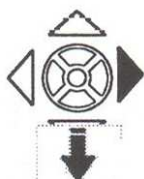
7. att. Datu un mērīšanas ekrāni

Balansēšana vienā plaknē

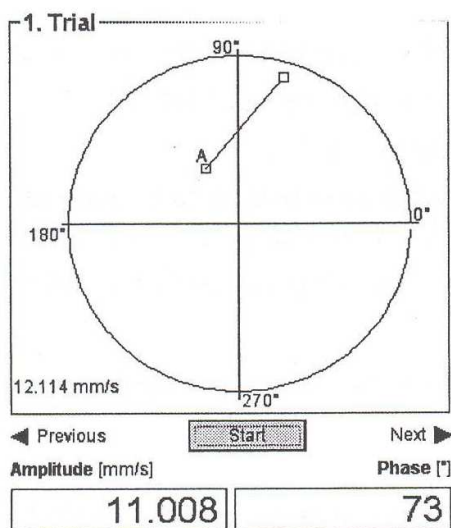
Standarta iestatījumi ir:

- ✓ Korekcijas veids: „free”;
- ✓ Fit balancing weights;
- ✓ Testa funkcijas ir visas aktīvas, izņemot koeficientu aprēķinu – neaktīvs.

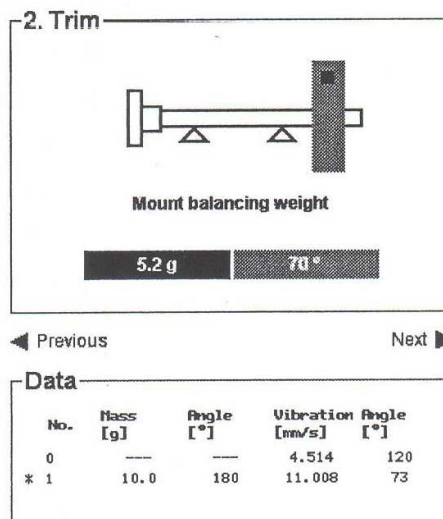
Balansēšanas veida aktivēšana



- ✓ Ieslēdz sensoro mezglu un gaida līdz parādās starta ekrāns (20 – 30 sek.);
- ✓ Ieklikšķina uz ekrāna simbolu „Balance”;
- ✓ Atver tabulu „1 plane”;
- ✓ Ieklikšķina uz rotora grafiku, atbilstošu rotora tipam, ja nepieciešams precizē mērīšanas problēmu (F’pogu vai arī MENU – Measuring problem manager);
- ✓ Virza kursorsviru pa labi, līdz parādās mērīšanas ekrāns;
- ✓ Ieslēdz mašīnas rotāciju;
- ✓ Nospiež uz kursorsviru, lai sākas mērījums;
- ✓ Kad mērījumi nostabilizējas, nospiež kursorsviru, lai mērījumi apstājas;
- ✓ Izslēdz mašīnas rotāciju.



Testa skrējiena mērījums



Korekcijas skrējiena datu ekrāns

8. att. Ekrāns vienas plaknes balansēšanā

Korekcijas skrējienos sensorais mezgls pārbauda, vai debalans ir samazinājies. Ja nē – parādās „No improvement”. Turpmāk jāpievieno cits korekcijas atsvars.

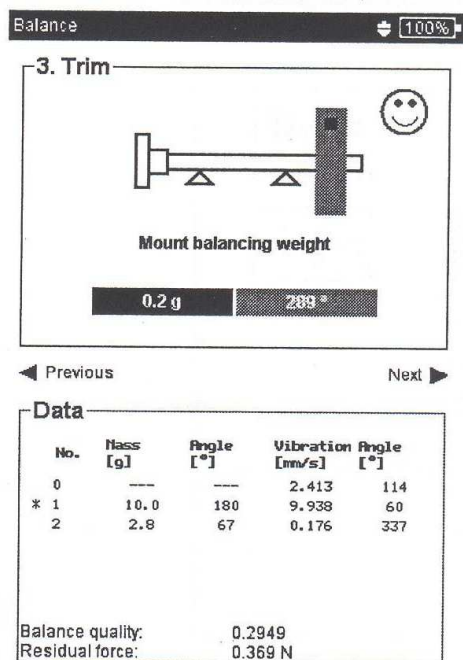
i Ir ieteicama pārstartēšana, ja vibrācijas vērtības dažādos skrējienos ir izkliedētas, bet korekcijas svāri neatšķiras.

- ✓ Virza kursorsviru pa labi un turpina balansēšanu ar jaunu korekcijas skrējienu

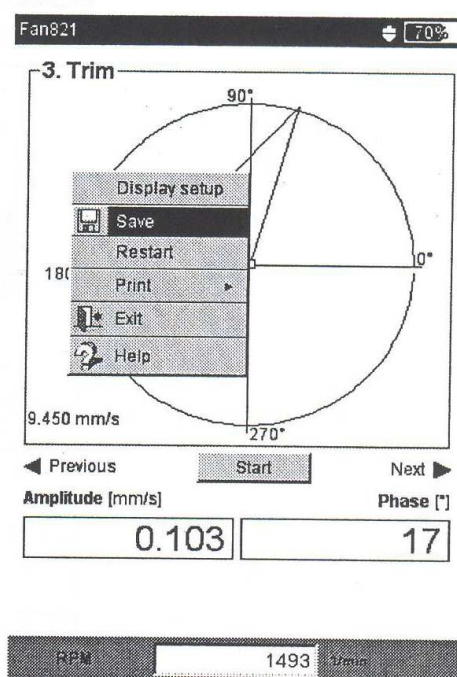
Balansēšanu turpina līdz tiek sasniegts akceptējams vibrāciju līmeni. Ja strādā ar „Machine setup”, tad izskaitļotā balansēšanas kvalitāte ir kritērijs pabeigšanai. Ekrānā parādās smaida simbols, ja ir sasniegta balansēšanas kvalitāte pielaišanas robežās.

Rezultāta saglabāšana

- ✓ Datu ekrānā nospiež **MENU** pogu.
- ✓ Nospiež **Save** lai atveras „file manager”.
- ✓ Nospiež **Save** atkal un ievada nosaukumu.
- ✓ Nospiež **MENU** pogu un klikšķina uz „OK”, lai saglabātu rezultātu.



Sasniegtā balansēšanas kvalitāte



Rezultāta saglabāšana

9. att. Ekrāns pie sasniegtas kvalitātes balansēšanā un rezultāta saglabāšana

Balansēšana divās plaknēs

Procedūras plāns:

Plakne A?

0. Sākotnējais debalans:

1A. Testa skrējieni:

1B. Testa skrējieni:

2. Korekcijas skrējieni

N. Korekcijas skrējieni

Definē mērījumu un korekcijas plakni A

Mērījumi plaknē A un B

Apsvērumi par testa atsvaru plaknē A; Mērījumi plaknē A un plaknē B ar testa atsvaru plaknē A

Apsvērumi par testa atsvaru plaknē B; Mērījumi plaknē A un plaknē B ar testa atsvaru plaknē B

Apsvērumi par balansēšanas atsvariem plaknēs A un B;

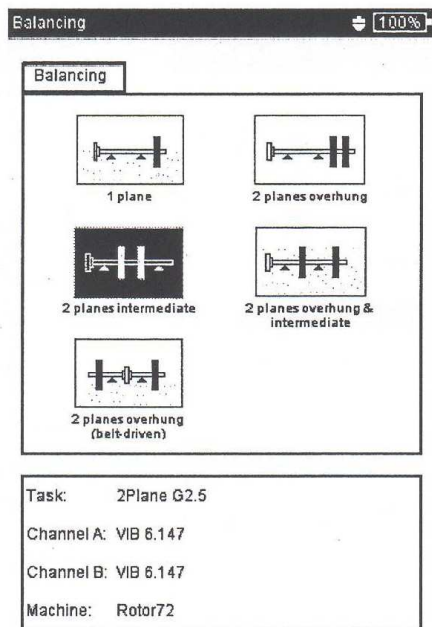
Mērījumi plaknē A un B

...

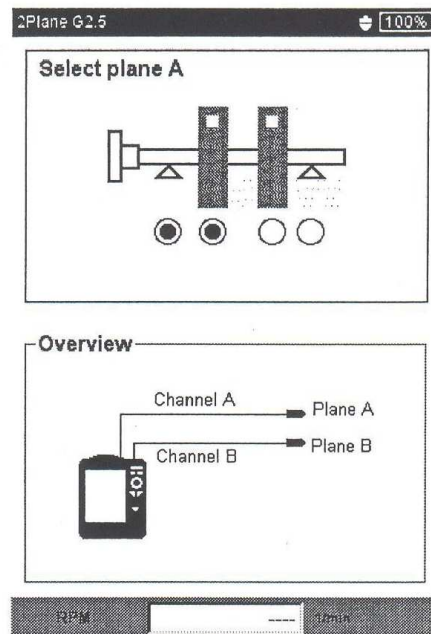
...

Definēšana par mērījumu un korekciju plakni A

- ✓ Aktivē balansēšanas veidu.
- ✓ Ieklikšķina uz rotora grafiku, atbilstošu rotora tipam.
- ✓ Izvēlas plakne A:
 - Pievieno vibrāciju sensoru, kurš ir mērījumu plaknē A pie mērījumu kanāla A (skatīt „Pievienošanas apskats”)



Rotora tipa izvēles ekrāns



A plaknes izvēle

- 1) Korekcijas plakne A
- 2) Mērīšanas plakne A

10. att. Ekrāni rotora izvēlei un A plaknes definēšanai

Testa skrējiens

Testa skrējiens iedalās divās daļās, ko apzīmē „1A” un „1B” uz galvenajiem ekrāniem:

1A: Testa atsvars ir pievienots plaknei A un ietekmi mērī abās plaknēs

1B: Testa atsvars ir pievienots plaknei B un ietekmi mērī abās plaknēs

Korekcijas skrējiens

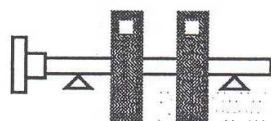
Korekcijas skrējienu datu ekrānā ievada balansēšanas atsvarus abām plaknēm.

Pārbīda kursorsviru pa labi, lai secīgi apzīmētu ieejas laukus.

Turpina korekciju skrējienu līdz paliekošais debalans ir pielaižu laukā.

2Plane G2.5 100%

1A. Trial



Mount balancing weight in plane A

A 3.7 g 0°

◀ Previous

Next ▶

Data

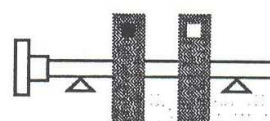
No.	Mass [g]	Angle [°]	Vibration [m/s ²]	Angle [°]
0 A	---	---	0.732	153
0 B	---	---	1.971	127

Balance quality: ---

Residual force: ---

2Plane G2.5 100%

2. Trim



Mount balancing weight in plane A

A 4.3 g 84°

B 5.6 g 322°

◀ Previous

Next ▶

Data

No.	Mass [g]	Angle [°]	Vibration [m/s ²]	Angle [°]
0 A	---	---	0.732	153
0 B	---	---	1.971	127
* 1 AA	3.7	0	0.287	181
1 AB	---	---	1.248	125
1 BA	---	---	1.227	150
* 1 BB	3.7	180	3.361	133

Balance quality: 8.186

Residual force: A: 10.257 N B: 10.257 N

Pārbaudes tests 1A

Pārbaudes atsvara ievadīšana plaknē A

11. att. Mērījumu ekrāni 2 plakņu balansēšanā

Datu novērtēšana

Datu ekrānā pēc katra balansēšanas skrējiena redzams:

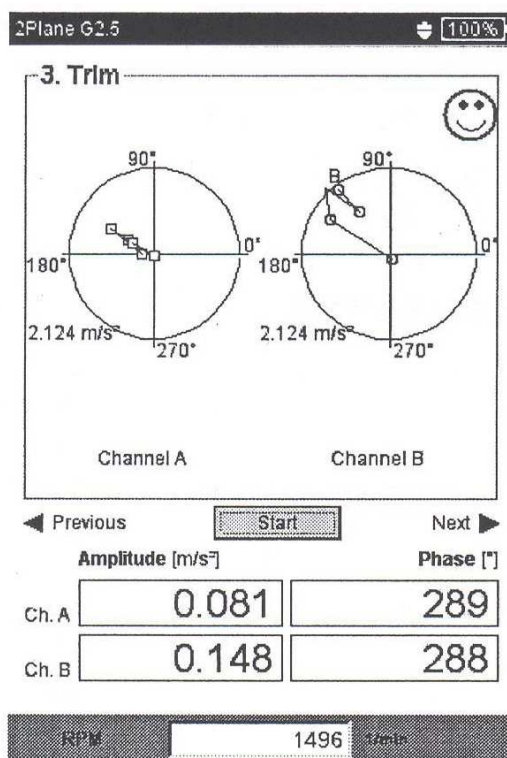
- ✓ Balansēšanas atsvara svars
- ✓ Atbilstošais leņķis
- ✓ Vibrācijas līmeņa efektīvā vērtība
- ✓ Fāzes leņķis

Ja strādā ar „**machine setup**”, tad sasniegtā balansēšanas kvalitāte un atbilstošais centrifugālais spēks tiek aprēķināts. Ja balansēšanas kvalitāte ir pielaižu laukā, tad smaidoša piktogramma parādās ekrānā.

Ja vēlams detalizēti aplūkot izpildītos skrējienus vai arī apvienot pievienotos atsvarus vienā – atver „Detailed data view”

- ✓ Nospiež **MENU** pogu uz datu ekrāna un „klik” uz ‘Data’;
- ✓ Papildus atsevišķajiem balansēšanas skrējieniem datu lauks sniedz sekojošu informāciju:
- ✓ Mašīnas nosaukumu, mašīnas iestatījumu, ja lieto
- ✓ Datums & laiks pēdējam balansēšanas skrējienam
- ✓ Ātruma iestatījums
- ✓ Balansēšanas kvalitāte pēc pēdējā balansēšanas skrējiena
- ✓ Atlikušais debalans pēc pēdējā balansēšanas skrējiena

Ekrānā var izvēlēties atsevišķus balansēšanas skrējienus – būs marķēti ar melnu polārajā diagrammā



Datu ekrāns

😊 = Balansēšanas kvalitāte OK

12. att. Atsevišķa skrējiena attēls ekrānā

SMALCINĀTĀJA PROTOTIPA GRIEZĒJMEZGLA PARAMETRU NOTEIKŠANA

Veserīšu smalcinātāja ražīgumu [1] nosaka, pieņemot, ka rotora veserīši nogriež materiāla slāni kā ar frēzi. Ražīgumu Π nosaka, atbilstoši 13. att. apzīmējumiem:

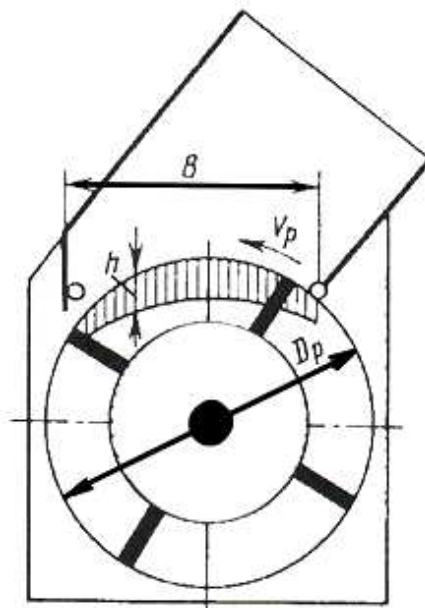
$$\Pi = BL_p h n z, \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}, \quad (1)$$

kur B – rotora hordas garums, kas saskaras ar materiālu, m;
 L_p – rotora garums, m;
 h – skaidas biezums, m;
 n – rotācijas ātrums, apgr s^{-1} ;
 z – rotora veserīšu rindu skaits.

Ievērtējot konstruktīvās un kinemātiskās sakarības (1) ieteikta arī šāda formula smalcinātāja ražīguma noteikšanai:

$$\Pi = 480 L_p D_p^{1.5} k_\beta / (v_p^{0.35} z^{0.5}), \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} \quad (2)$$

kur D_p – rotora diametrs, m;
 v_p – veserīšu aploces ātrums, m/s;
 k_β – koeficients, kas ir atkarīgs no atstarotājplaknes stāvokļa ($k_\beta = 1.5$ pie nolaistas un $k_\beta = 5.2$ pie paceltas plāksnes).



13. att. Aprēķina shēma

Veserīšu smalcinātāja piedziņas dzinēja [1] jaudu nosaka:

$$N = (360 \dots 540) \Pi i, \text{ kW}, \quad (3)$$

kur Π - t s^{-1} ;

i - smalcināšanas pakāpe.

Smalcināšanā ar triecienu, minimālo daļiņas izmēru d_{kr} , kas nodrošina nepieciešamo reaktīvo inerces spēku nosaka:

$$d_{kr} = 230 \cdot 10^{-5} \sigma_b / (\rho v_p^{1.5}), \text{ m}, \quad (4)$$

kur σ_b - materiāla izturības robeža stiepē, Pa;

ρ - materiāla blīvums, kg/m^3 ;

v_p - veserīšu aploces ātrums, m/s.

Trieciena realizēšanai atbilstošais veserīšu aploces ātrums ir aprēķināms:

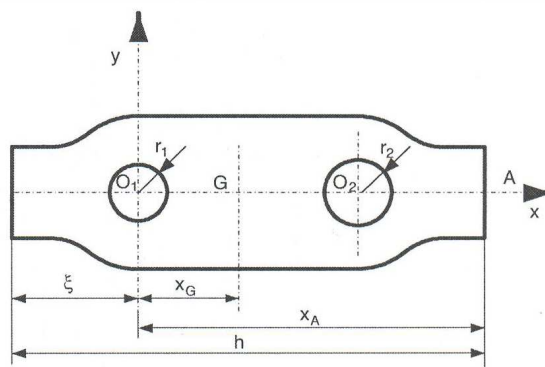
$$v_p = 1.75 \cdot 10^{-2} \sqrt{[\sigma_b / (\rho D_s)]^2}, \text{ m s}^{-1}, \quad (5)$$

kur D_s - izejmateriāla vidējais svērtais izmērs, m.

Pēc prakses atziņām trieciena smalcināšanā izmanto veserīšus, kuru asmens rotē ar lineāro ātrumu 5.000 līdz 7.000 m min^{-1} [2] gar sietu.

TRIECIENA CENTRA NOTEIKŠANA GRIEZĒJMEZGLA VESERĪŠU KONSTRUKCIJĀM

Veserīšu smalcinātājiem rekomendē [3] projektēt veserīšus tā, lai to iedarbība uz smalcināmo materiālu atbilstu punktam uz veserīša, ko dēvē par trieciena centru. Svarīga trieciena centra īpašība ir tā, ka ja spēka impulss tiek pielikts trieciena centrā, tad tā iedarbība uz veserīša gultņojumu ir minimāla. Kā sekas tam ir arī vibrāciju samazināšanas iespējas smalcinātāja rotora darbībā.



14. att. Vesperīša [3] aprēķina shēma

Atbilstoši veserīša izmēriem (14. att.) trieciena centrs sakrītīs ar veserīša malu A, (ja stiprinājuma centrs ir O_1) [3] pie nosacījuma, ka funkcija $f(\xi, r) = 0$:

$$f(\xi, r) := \xi - h + \frac{b \cdot h \cdot \left[\frac{h^2}{12} + \left(\frac{h}{2} - \xi \right)^2 \right] - \pi \cdot r^2 \left[\frac{r^2}{2} + (h - 2 \cdot \xi)^2 \right]}{b \cdot h \left(\frac{h}{2} - \xi \right) - \pi \cdot r^2 \cdot (h - 2 \cdot \xi)}, \quad (6)$$

kur $S = b \cdot h$ - veserīša plaknes laukums (ieskaitot urbumu laukumu);

b – veserīša platums;

h – veserīša garums;

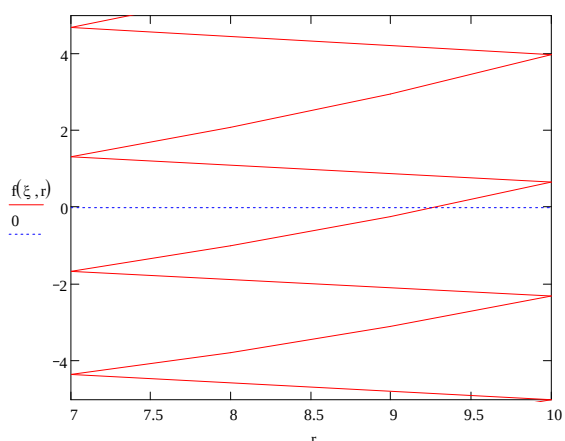
$r = r_1 = r_2$ – urbumu rādiuss;

i_G^2 – monolīta veserīša inerces rādiuss.

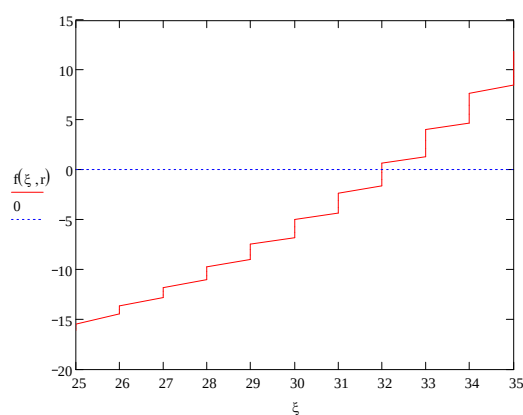
Izvēloties izmēru vērtības (mm), programmā MathCAD:

$$h := 100 \quad b := 45 \quad \xi := 25..35 \quad r := 7..10$$

legūstam funkcijas $f(\xi, r)$ grafiskos attēlus (15. att. un 16. att.)



15. att. funkcija $f(\xi, r)$ atkarībā no urbuma rādiusa



16. att. funkcija $f(\xi, r)$ atkarībā no šarnīra novietojuma

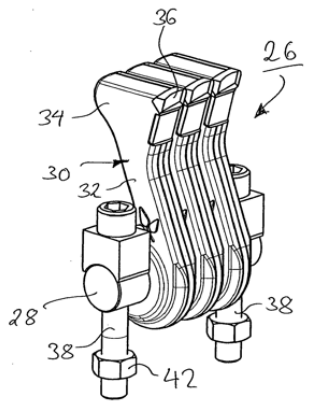
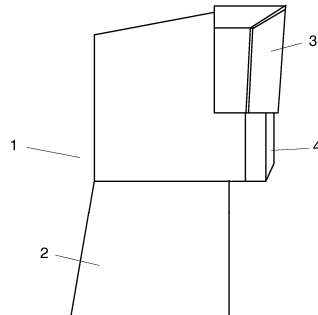
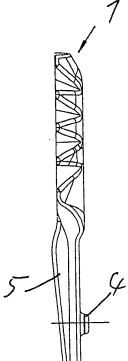
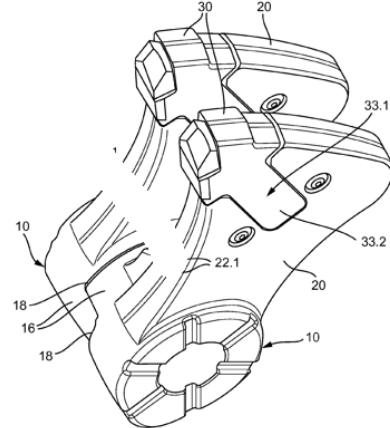
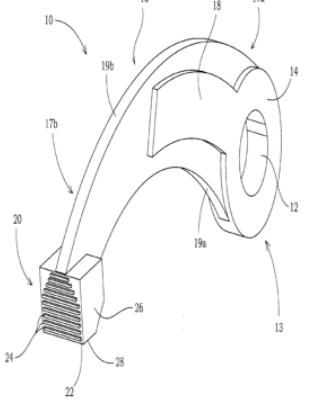
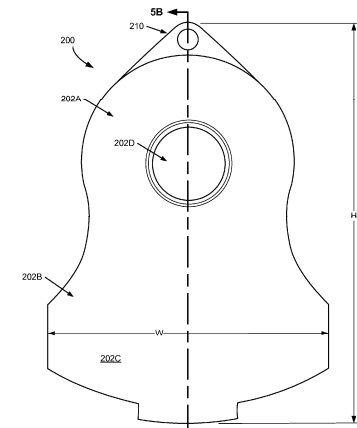
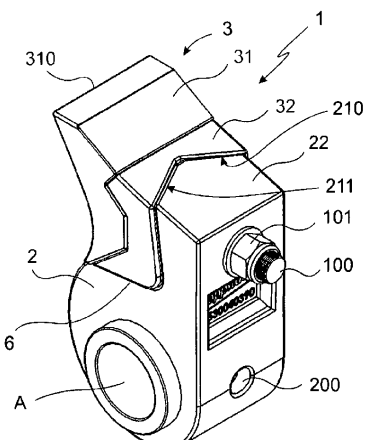
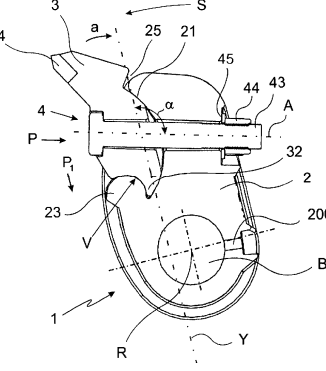
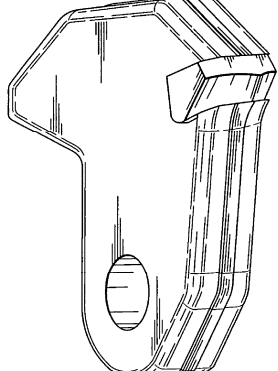
Redzam 15. att., ka funkcija $f(\xi, r) = 0$ pie rādiusa urbumam $r \approx 9.25$ mm.

Savukārt, šarnīra attālums no veserīša gala $\xi \approx 0.32 h$ nodrošina nosacījuma $f(\xi, r) = 0$ izpildi.

Inovatīvu veserīšu konstrukcijas no patentiem parādītas Tabulā 1.

Tabula 1.

Inovatīvu veserīšu konstrukcijas

 EP 2 255 882 A1	 EP 2 364 780 A2	 EP 2 374 543 A2
 EP 2 377 619 A2	 US 8 141 804 B1	 US 2010/0213301A1
 WO 2012/045447A2	 WO 2012/045465A2	 US D574400S

Pārskatot inovatīvo veserīšu konstruktīvās īpatnības var secināt:

- 1) Veserīšu forma ir izveidota, koncentrējot to masu tuvāk trieciena vietai;
- 2) Vairākums no veserīšiem ir ar maināmiem trieciena asmeņiem;
- 3) Trieciena asmeņi tiek veidoti no atšķirīga triecienizturīga materiāla

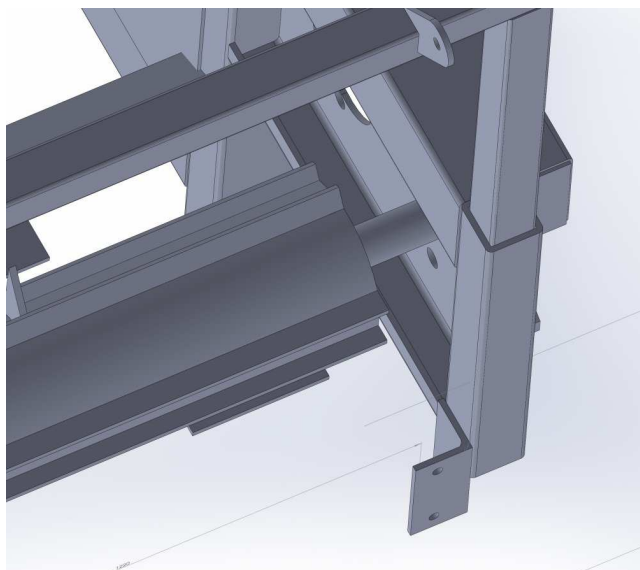
LITERATŪRA:

1. В. Я. Борщев. Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы: учебное пособие, Тамбов: издательство Тамбовского Государственного Технического Университета, 2004. 75с
2. *Hammer mills: hammermills*. [tiešsaiste]: *Hammer design and configuration*, [Skatīts 14.08.2012]. Pieejams:
http://www.feedmachinery.com/glossary/hammer_mill.php
3. Mircea Fenechea. Design of hammer mills for optimum performance. *Journal of Vibration and Control* published online 28 August 2012, pp.1 - 9

2. SMALCINĀTĀJA PROTOTIPA KONSTRUKCIJAS IZSTRĀDE

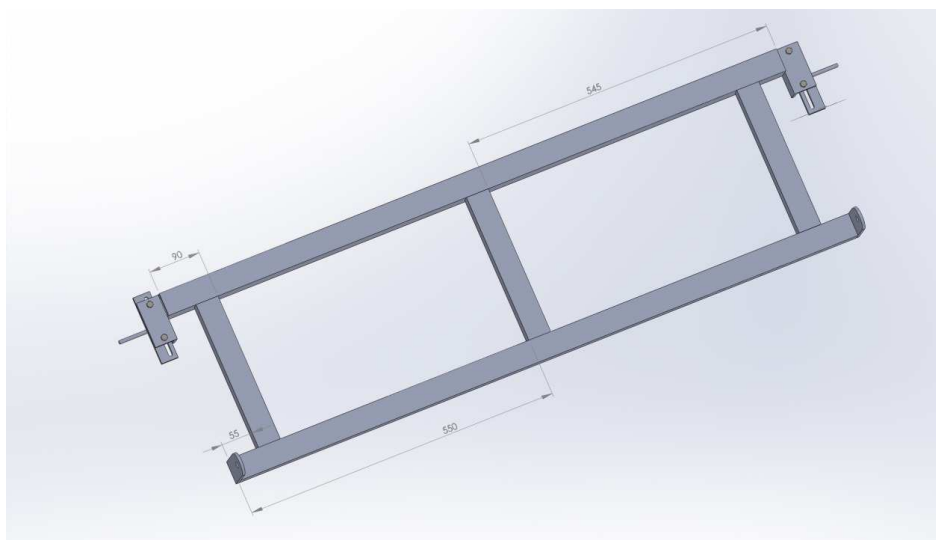
Smalcinātāja prototipa padeves mehānisma no ruļļu iztīšanas mezgla uz ruļļu smalcināšanas mezgli projektēšana. Lai varētu nodrošināt iztītās masas padevi no ruļļu iztīšanas mezgla uz smalcināšanas mezgli, ir nepieciešams izprojektēt iztītās masas padeves tekni. Teknei jānodrošina regulēšanas iespējas vairākos virzienos, uz augšu un leju, teknes atstatuma regulēšana un leņķa regulēšana.

Vispirms tika projektēts padeves teknes piestiprinājuma vietas pie ruļļu iztīšanas mezgla statnes.



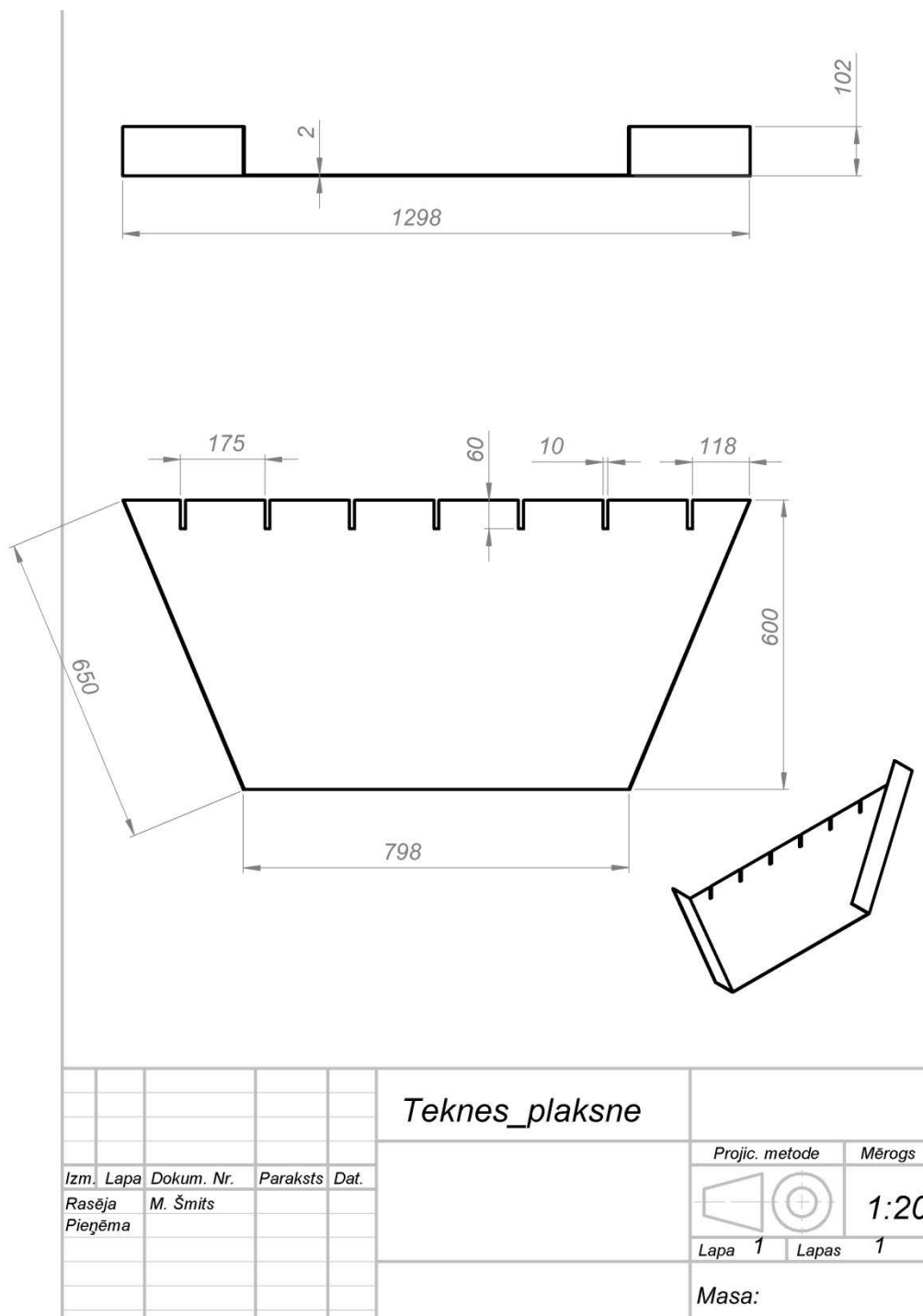
17. att. Teknes stiprinājuma vieta

Padeves teknes rāmja konstrukcijas projektēšana. Rāmja konstrukcija sastāv no vairākiem taisnstūra profila sijām, kas sametinātas kopā (skat. 18. att.).

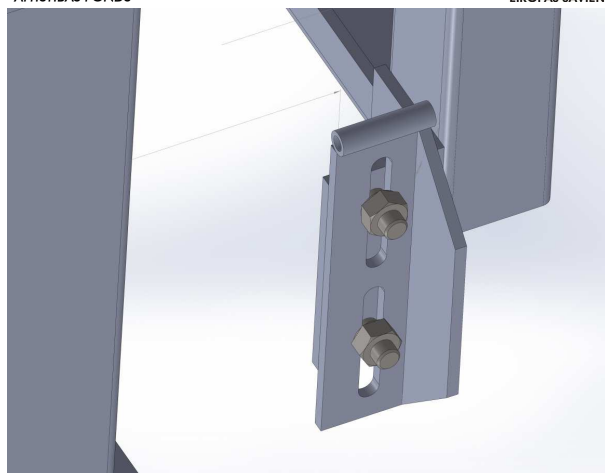


18. att. Padeves teknes rāmis

Uz šīs izveidotās rāmja konstrukcijas liek virsū padeves tekni. Tekne izgatavota no tērauda loksnes, malas tiek locītas uz augšu, kas vienlaikus kalpo arī par biomasas novirzītāju uz padeves teknes centru. Savukārt plāksnes priekšpusē ir jāizveido šauri taisnstūrveida robi, lai ķēdes transportiera trīsstūrveida plāksnes varētu brīvi iziet cauri.

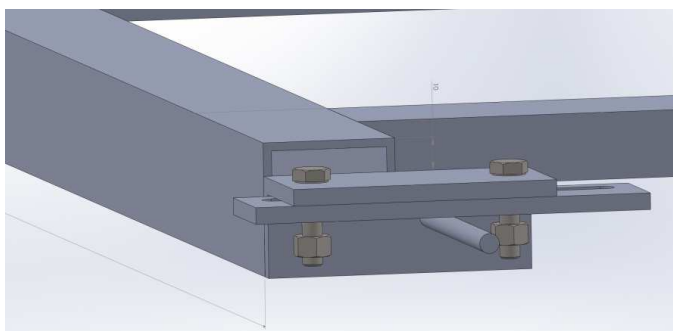


Padeves teknes regulēšana vertikālajā plaknē (uz augšu un leju). Regulēšanas mehānisms sastāv no divām detaļām. Leņķa profils ar izgrieztiem regulēšanas urbumiem un tam piemetināta cilindriskā caurulīte, kas domāta teknes rāmja piestiprināšanai pie iztinēja mezgla.



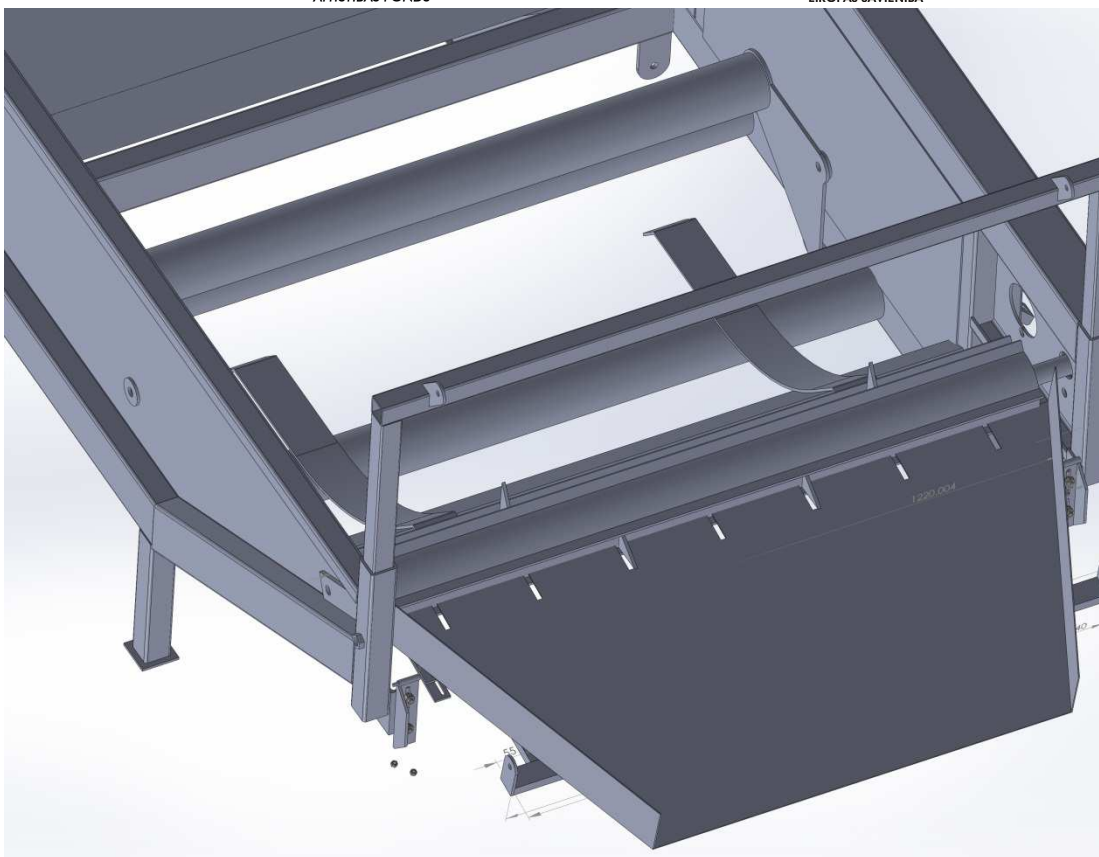
19. att. Padeves teknes regulēšana vertikālajā plaknē

Padeves teknes regulēšana horizontālā plaknē. Padeves teknes metālkonstrukcijas sanos jāpiemetina leņķa profils ar urbumiem. Pie tā pieskrūvē plāksni ar izgrieztiem regulēšanas urbumiem un piemetinātu asīti, kas domāta padeves teknes stiprināšanai pie iztinēja mezgla statnes.

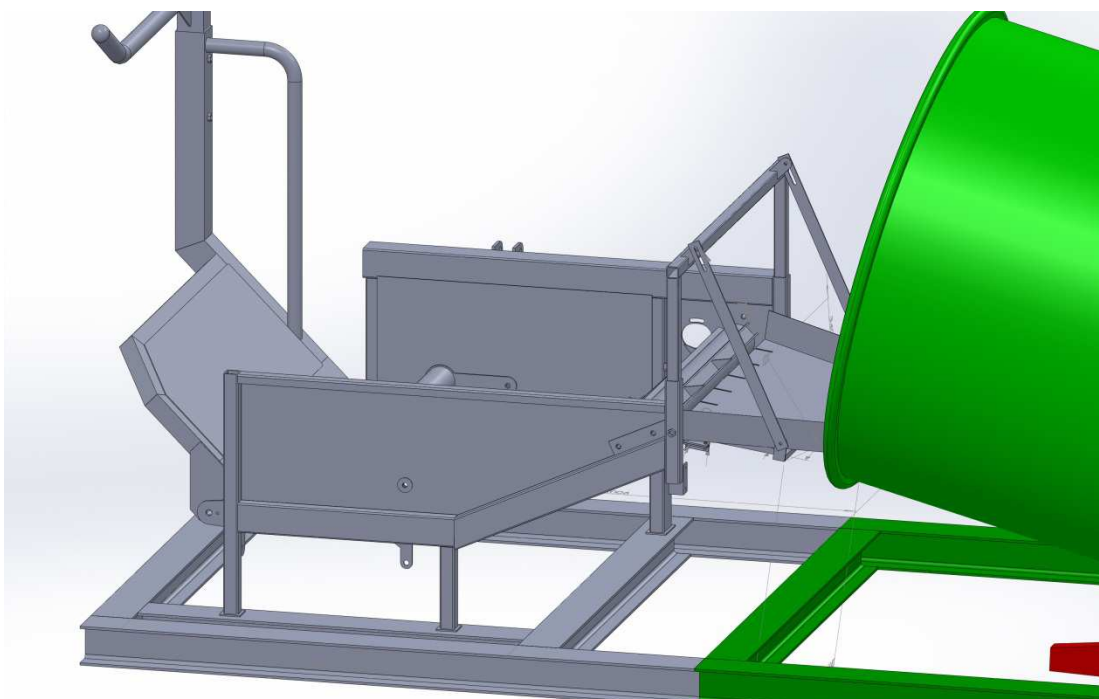


20. att. Padeves teknes regulēšana horizontālajā plaknē

Padeves teknes leņķa maiņa. Padeves tekne stiprinās pie ruļļu iztīšanas mezgla ar assītes palīdzību, kura vienlaikus nodrošina arī padeves teknes leņķa maiņu. Tikai papildus ir nepieciešams slīpuma regulēšanas mehānisms. Regulēšanas mehānisms sastāv no austiņām un regulēšanas plakandzelža. Divas austiņas ir jāpiemetina pie padeves teknes rāmja sānos. Otrās divas austiņas jāpiemetina pie ruļļu iztinēja mezgla ruļļu atduras. Šīs abas austiņas ir savienotas kopā ar regulējamu plakandzelzi. Tādā veidā ir iespējams regulēt padeves teknes slīpuma leņķi.



21. att. Padeves teknes leņķa maiņa



22. att. Padeves teknes pievienošana

VIBRĀCIJU SENSORĀ MEZGLA IZMANTOŠANA SMALCINĀTĀJA PROTOTIPA DARBĪBAS KONTROLEI

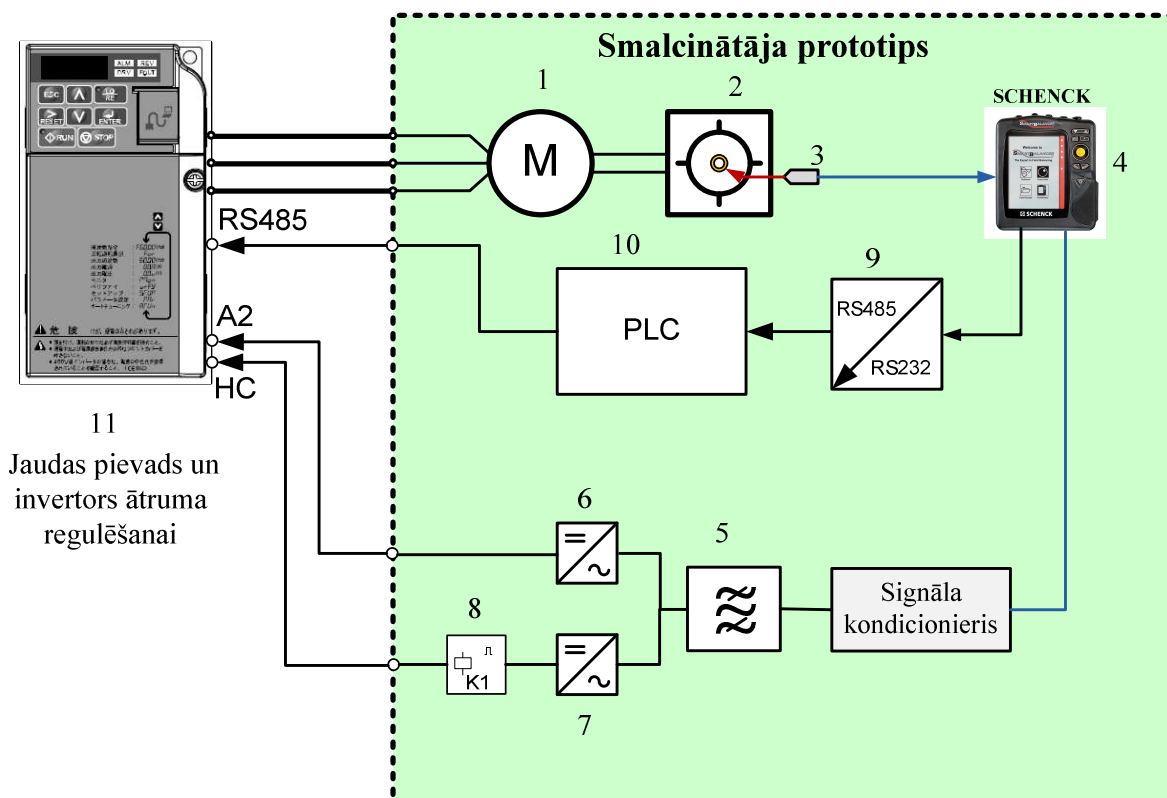
Iekārtu rotoru līdzsvarotības kvalitāti nosaka vairāki starptautiskie standarti, tostarp Starptautiskās standartu organizācijas izdotie standarti ISO 1940/1, kas ir ņemti par pamatu citu valstu standartu izveidē. Rotoru līdzsvarotības kvalitāti raksturo parametrs G , ko aprēķina pēc formulas (7):

$$G = e \cdot \omega = \text{const}, \quad (7)$$

kur e – rotora ekscentritāte,
 ω – rotora leņķiskais ātrums.

Numurs aiz burta G parāda ekscentritātes un leņķiskā ātruma reizinājuma maksimālo pieļaujamo vērtību. Pēc iepriekš minētā standarta smalcinātāju rotoriem līdzsvarošanas kvalitātes rādītājam jābūt vismaz $G16$.

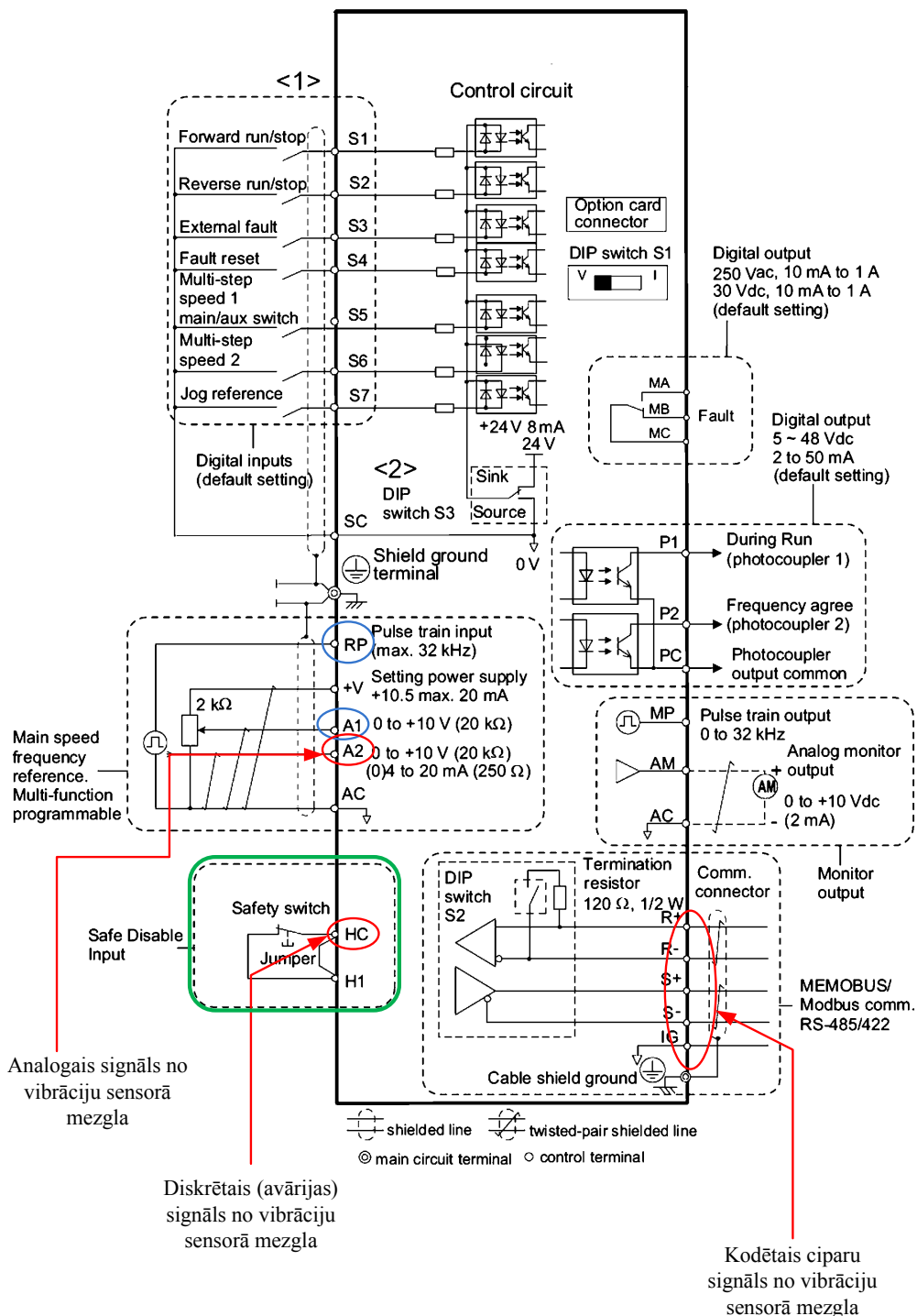
Lai nodrošinātu līdzsvarošanas pakāpes nodrošināšanu smalcinātāja darba laikā un novērstu avārijas situāciju rašanos, ir izstrādāta smalcinātāja prototipa regulēšanas un aizsardzības shēma, kas redzama 23. attēlā.



23. att. Smalcinātāja prototipa regulēšanas un aizsardzības shēma ar vibrāciju-sensoro mezglu

1 – smalcinātāja rotora piedziņas elektromotors, 2 – smalcinātāja rotors ar nažiem, 3 – vibrāciju sensori, 4 – vibrāciju-sensorais mezgls, 5 – signālu joslas filtri, 6, 7 – analogā signāla detektors, 8 – trigeris ar releja izeju, 9 – ciparu signāla pārveidotājs no RS232 uz RS485 kodu, 10 – programmējams loģiskais kontrolleurs

Rotora nelīdzsvarotība darba laikā rada palielinātas vibrācijas visos smalcinātāja konstrukcijas elementos, tāpēc izstrādājot regulēšanas principus, tika izmantots vibrāciju kontroles sensors, kas ļauj iegūt informāciju ne tikai par rotora nelīdzsvarotību, bet arī par rotora gultņu izdiluma pakāpi un pāreja procesiem (rezonanses parādībām), kas rodas smalcinātāja iedarbināšanas laikā.



24. att. Invertora Powtran PI8000 ieeju konfigurācijas shēma

RP un A1 – parametru iestatīšanas analogās ieejas, A2 – analogā ieeja invertora parametru automātiskajai vadībai, HC – diskretā signāla ieeja iekārtas apturēšanai avārijas gadījumā, RS485/422 – ciparu vadības ieeja (mikrokontrollera pieslēgumā)

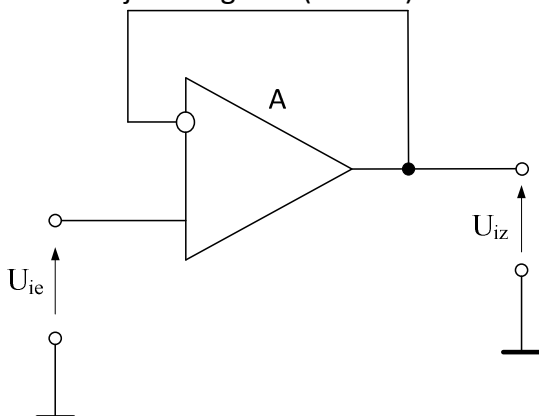
Lai kontrolētu smalcinātāja prototipa vibrācijas, tiek izmantots vibrāciju sensorais mezgls SHENCK, kas tiek iebūvēts prototipā un nodrošina regulēšanas shēmai nepieciešamo informāciju par iekārtas darbību.

Galvenais elements, kas rada palielinātas vibrācijas darba laikā ir smalcinātāja rotors ar asmeņiem 2, ko piedzen elektromotors 1 (skat. 23. att.). Rotorā gultņiem ir piestiprināti sensorā mezgla vibrāciju devēji 3 no kuriem signāls tiek padots uz vibrāciju sensoro mezglu 4. Lai kontrolētu vibrāciju amplitūdu un novērstu avārijas situācijas tiek izmantots motora vadības invertors 11. Invertora vadībai iespējams padot vadības signālus gan analogā, gan ciparu formā. Katra no invertora ieejām paredzēta noteiktu funkciju veikšanai (24. att.). Invertoram ir vairākas analogā signāla ieejas, no kurām iespējams izmantot divas – A2 un HC. Ieeja A2 tiek izmantota motora ātruma samazināšanai smalcinātāja nevienmērīgas noslodzes un rezonanses gadījumos. Ieeja HC ir paredzēta iekārtas apturēšanai avārijas gadījumos, piemēram, rotora asmeņu lūzuma gadījumā. Ciparu ieeja RS485 tiek izmantota signāla pievadīšanai no mikrokontrolera, lai veiktu smalcinātāja darbības optimizāciju un arī rotora gultņu monitoringu. Šajā gadījumā no vibrāciju sensorā mezgla tiek iegūta informācija gan par vibrācijām, gan par rotora griešanās ātrumu un apstrādāta programmējamajā loģiskajā kontrolerī 10 (23. att.). Ierīču konstrukcija ļauj pievienot papildus sensorus, piemēram, temperatūras, lai vēl vairāk uzlabotu smalcinātāja darbību. Šo sensoru nepieciešamību noteiks turpmāk veikto smalcinātāja darbības pārbaudes eksperimentu rezultāti.

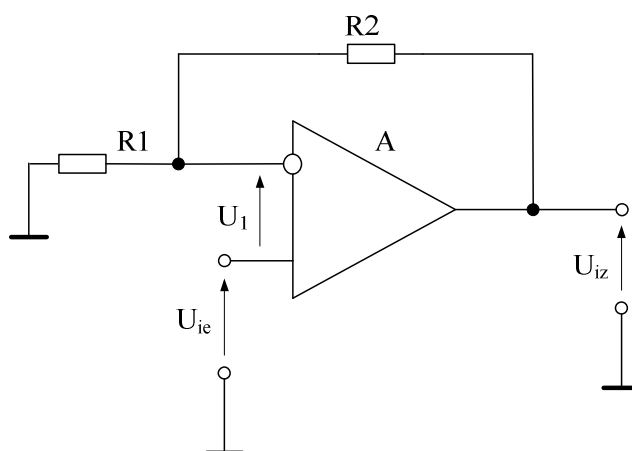
Lai veiktu vibrāciju kontroli un nodrošinātu iekārtas avārijas apturēšanu, no vibrāciju sensorā mezgla jāpadod signāls uz invertora ieejām A2 un HC. Šim nolūkam izveidota analogā signāla kondicionēšanas un apstrādes shēma, kas sastāv no analogā signāla kondicioniera (skat. 23. att.), kas nodrošina ieejas-izejas pretestību salāgošanu un atbilstoša signāla līmeņa iegūvi. Signāla kondicionieris ir izveidots izmantojot sprieguma atkārtotāju un instrumentālo pastiprinātāju. Sprieguma atkārtotāja principiālā shēma redzama 25. attēlā, bet sprieguma pastiprinātāja shēma dota 26. attēlā.

Sprieguma atkārtotājs ir būvēts izmantojot standarta operacionālo pastiprinātāju neinvertējošā slēgumā ar 100% negatīvo atgriezenisko saiti. Šāds slēgums nodrošina augstu ieejas pretestību, kas nepieciešama sensorā mezgla pieslēgšanai.

Sprieguma pastiprinātājs būvēts uz operacionālā pastiprinātāja bāzes izmantojot neinvertējošo slēgumu (26. att.).



25. att. Sprieguma atkārtotāja principiālā shēma

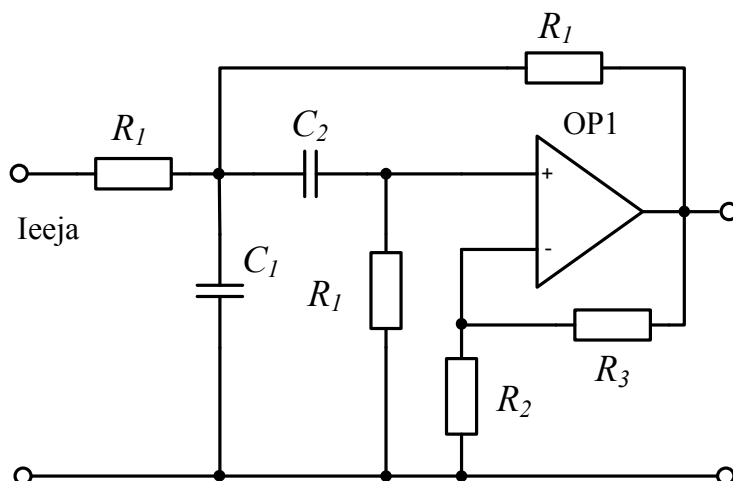


26. att. Sprieguma pastiprinātāja principiālā shēma

Nepieciešamais sprieguma pastiprinājuma koeficients tiek ieregulēts izmainot rezistoru R_1 un R_2 pretestību attiecību.

Pastiprinātais analogais signāls nonāk blokā 27, kurā tiek izdalītas noteiktas vibrāciju frekvenču joslas, kas raksturo iekārtas darbības traucējumus.

Ir izstrādāta joslu filtra shēma, kas nodrošina nepieciešamās frekvenču joslas caurlaidi. Filtra shēma redzama 27. attēlā.

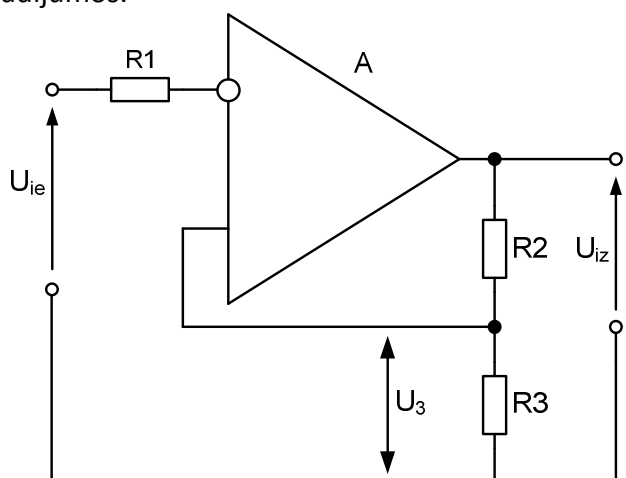


27. att. Analogā signāla joslu filtra principiālā shēma

Filtrs izveidots uz operacionālā pastiprinātāja OP1 bāzes ar pasīvajām korekcijas ķēdēm R_1C_1 un R_1C_2 . Izmainot korekcijas ķēžu elementu vērtības iespējams iestatīt vajadzīgo filtra caurlaides joslu.

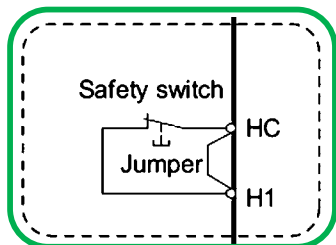
Iekārtā ir uzstādīti divi joslu filtri ar dažādām caurlaides joslām. Filtru bloka 5 izejā tiek izvadīti divi signāli, kuri tiek padoti uz detektoriem, lai iegūtu līdzspriegumu, kas nepieciešams invertora vadībai. Viens no izejas signāliem tiek padots uz invertora analogo ieeju A2. Šis signāls veic motora ātruma pieregulēšanu rezonanses un nevienmērīgas padeves gadījumos.

Otrs signāls tiek padots uz komparatoru ar releja izeju un nodrošina motora apturēšanu avārijas gadījumos.

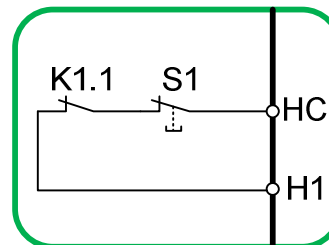


28. att. Komparatora principiālā shēma

Komparators izveidots pēc klasiskās shēmas ar pozitīvu atgriezenisko saiti caur rezistoriem R2 un R3. Tā shēma redzama 28. attēlā. Komparatora izejā tiek ieslēgts tranzistors pastiprinātājs ar releju, kura kontakti nodrošina avārijas atslēgšanu (30. att.).



29. att. Invertora avārijas atslēgšanas shēma (oriģināls, skat. 24. att.)



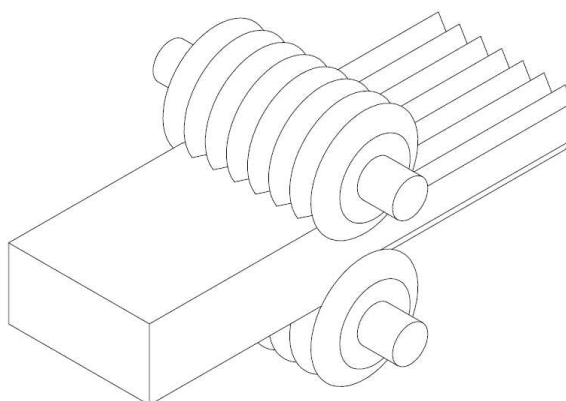
30. att. Invertora avārijas atslēgšanas shēma (pielāgota smalcinātāja prototipa vadībai)
31. K1.1 – vibrāciju sensorā mezgla izeja releja kontakts, S1 – avārijas „Stop” slēdzis

Invertora avārijas režīma vadības shēma redzama 29. attēlā. Lai varētu veikt automātisku avārijas atslēgšanu, vadības shēma tiek modificēta izveidojot loģisko elementu VAI-NE uz slēdža S1 un releja kontakta K1.1 bāzes (30. att.).

Ja smalcinātāja darbībā rodas avārijas situācija, piemēram, rotora veserīša lūzums, gultņu avārija un līdzīgi lūzumi, vibrāciju sensorā mezgla devēji saņem informāciju par palielinātu iekārtas vibrāciju. Šādos gadījumos vibrāciju signāls ir ar izteiktu impulsveida raksturu. Signālu kondicionierī izmantotie signāla filtri detektē šo signālu un nostrādā avārijas komparators, kas atslēdz kontaktu K1.1 (30. att). Tā rezultātā smalcinātāja piedziņas motors tiek apturēts, novēršot nopietnu avārijas seku rašanos.

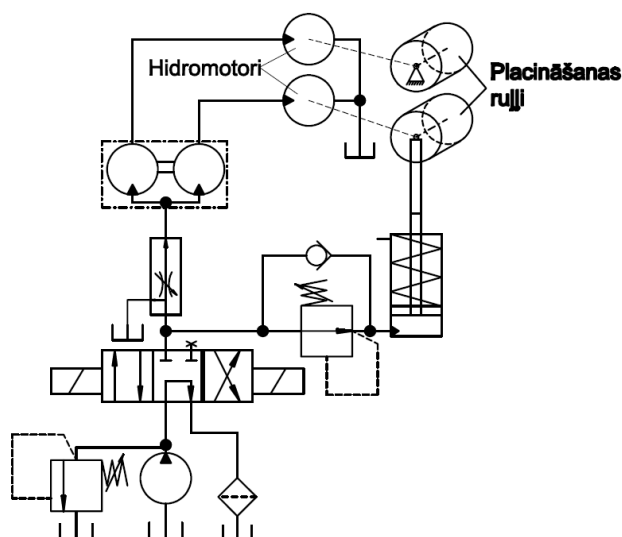
BIOMASAS SMALCINĀŠANAS MEZGLA PLACINĀŠANAS MEHĀNISMS.

Biomases smalcinātāja unifikācijai, lai būtu iespējams smalcināt gan primāri jau sasmalcinātus stiebraugus, gan niedru kūļus, paredzēts izveidot smalcināšanas mezgla padeves mehānismu un smalcinātāja rotoru. Iepriekšējie pētījumi biomasas pārstrādes jomā rāda, ka smalcināšanas iekārtu energoefektivitāti iespējams uzlabot smalcinātājus, aprīkojot ar placināšanas mehānismiem. Enerģētisko stiebraugu placināšanai un smalcināšanai patērētās enerģijas kopsumma ir mazāka nekā šī paša neplacinātā materiāla smalcināšanas enerģija. Tādēļ biomasas smalcināšanas mezglu paredzēts aprīkot ar placināšanas mehānismu, kas placinātu gan iepriekš rupji smalcinātus stiebraugus, gan veselus niedru kūļus. Placināšanai tiks izmantoti placināšanas ruļļi ar koncentrisku rievojumu (32. att.).



32. att. Biomasas smalcināšanas mezgla placināšanas ruļļi.

Koncentriskais rievojums palielina saķeres leņķi, kā rezultātā, smalcinot veselus niedru kūļus, materiāls tiktu vieglāk ievilkts starp saspīestajiem placināšanas ruļļiem. Placināšanas ruļļu saspiešanai tiks izmantots hidrocilindrs, savukārt ruļļu rotāciju nodrošinās hidromotori. Placināšanas mezgla hidrocilindra un hidromotora vadīšanai un piedziņai tiks izmantota 33. attēlā parādītā hidrauliskā shēma.



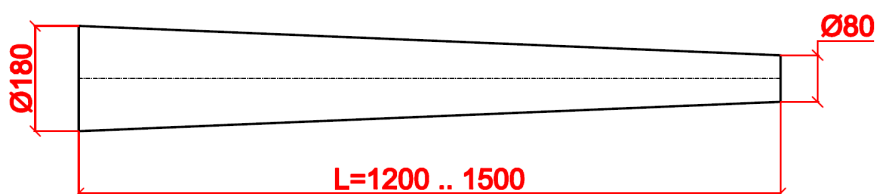
33. att. Placināšanas mezgla hidrauliskā shēma

Hidrauliskā shēma dod iespēju regulēt gan placināšanas ruļļu rotācijas ātrumu, gan ruļļu saspiešanas spēku. Nepieciešamības gadījumā iespējams ruļļus atbīdīt vienu no otra.

BIOMASAS SMALCINĀŠANAS MEZGLA GRIEZĒJMEHĀNISMS.

Smalcināšanas mezgla rotora tehniskais risinājums, ka rotors tiek balstīts gultņos tikai no vienas puses, ļauj optimāli izveidot materiāla padeves lūku, novietojot to pēc iespējas tuvāk rotora centram. Smalcinātājiem, kuru rotoru gultņos tiek balstīti abās pusēs, konstruktīvi nav iespējams materiāla padeves lūku novietot tuvu rotācijas asij, jo traucē atbalsta gultnis. Šī iemesla dēļ rotoru tiek projektēti ar lielāku diametru, kā rezultātā tiek palielināti iekārtas gabarītmēri un svars.

Veicot niedru kūlīšu izmēru pētījumus tika noteikt, ka kūlītis ģeometriski ir konisks (34. att.), bet to svars ir robežās no 3.5 līdz 4 kg.



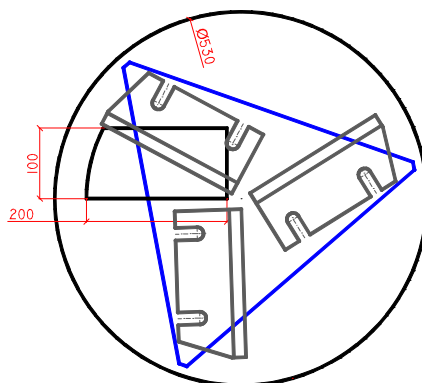
34. att. Niedru kūļa gabarītmēri

Ņemot vērā niedru kūlīša gabarītmērus, materiāla padeves mehānisma platums tiek noteikts 200 mm (gan placināšanas ruļļu, gan atveres platums smalcinātāja korpusā). Pieņemot, ka placināšanas mehānisms kūlīti saplacinās aptuveni trīs reizes, tad atveres augstums jābūt vismaz 60 mm. Konstruktīvi tiek pieņemts atveres augstumu projektēt 100 mm, kas nodrošinātu netraucētu materiāla padevi arī daļēji saplacinātam kūlītim.

Projektējot smalcināšanas griezējmehānisma mezgla ģeometriju tiek ņemti vērā sekojoši ierobežojumi:

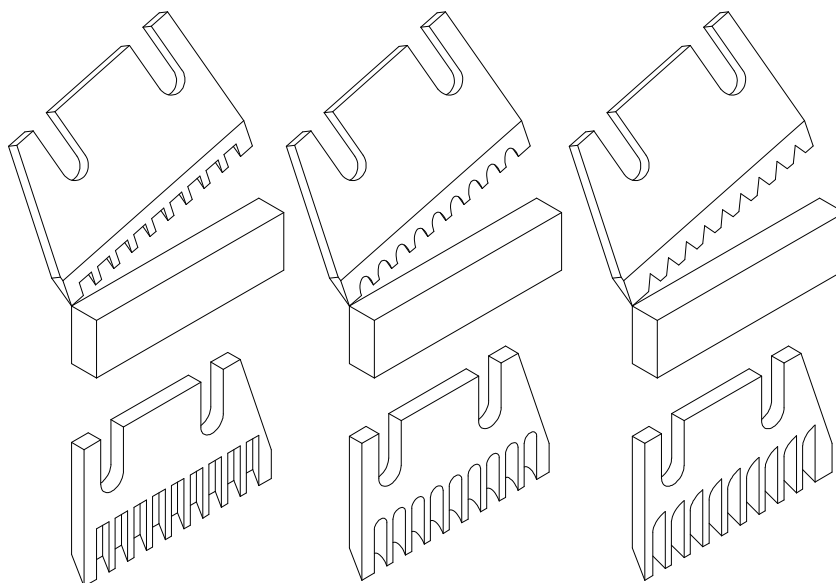
- ✓ Griezēja un pretnaža savstarpējais novietojums nedrīkst pārsniegt saķeres leņķi, kas ir 25°;
- ✓ Griezēja un pretnažiem jābūt novietotiem tā, lai tie būtu līdzsvarā;
- ✓ Lai nodrošinātu smalcināšanas procesa vienmērīgu darbību, tad griešanas mehānisms jāveido tā, lai griešanas process notiktu visa rotora apgrieziena laikā.
- ✓ Rotors un griezēja nedrīkst pārsniegt maksimālo inerces momentu, kāds pieļaujams attiecīgajam elektromotoram.

Sākotnēji tiek projektēts trīsstūra formas rotors, uz kura nostiprināti trīs griezēja (35. att.)



35. att. Biomasas smalcināšanas mezgla griešanas mehānisms

Lai nodrošinātu, ka materiāls griešanas brīdī netiek bīdīts uz vienu pusi, tad tiek izstrādāti griezējnaži ar dažādiem rievojuma veidiem (36. att.).



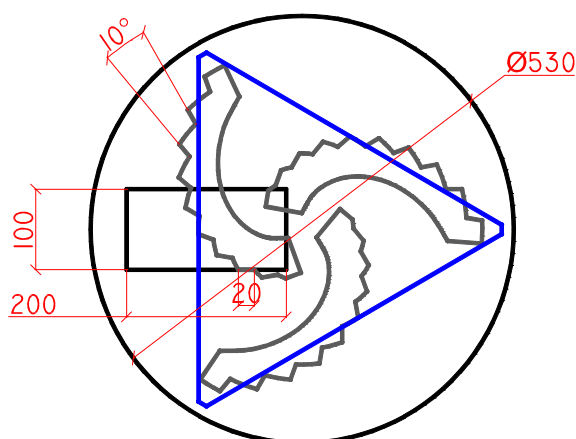
36. att. Griezējnaži ar dažādiem rievojuma veidiem

Novērtējot izvēlēto griezējmahānismu tiek konstatēts, ka:

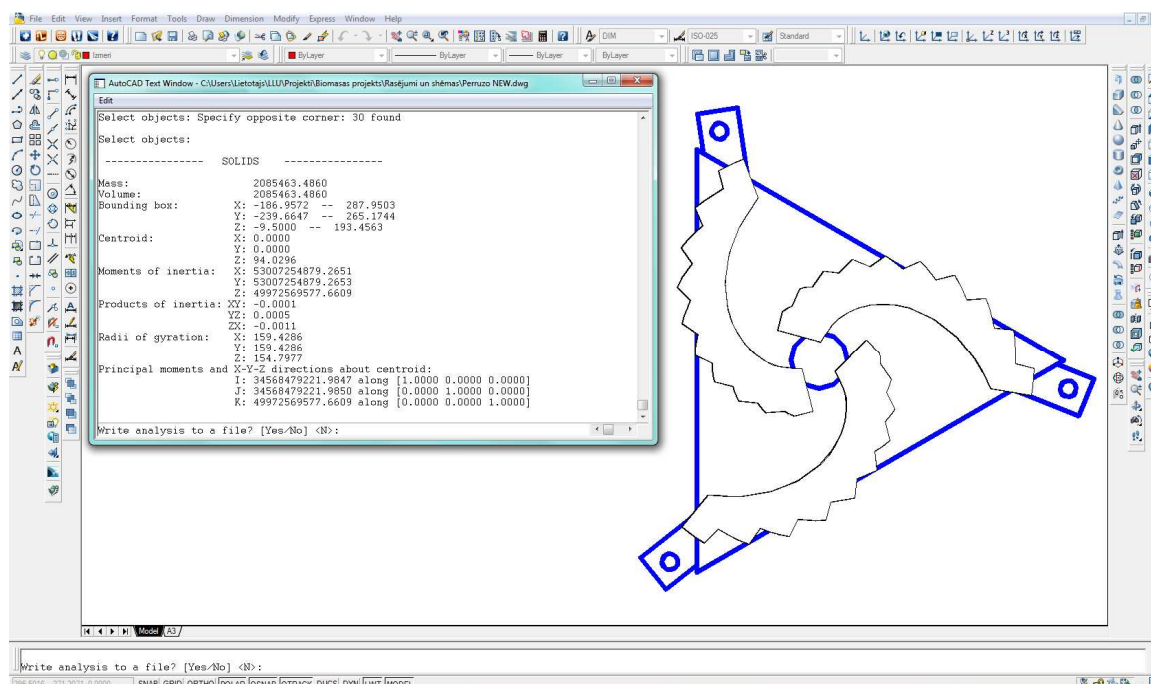
- ✓ Viena rotora apgrieziena laikā notiek trīs atsevišķi griešanas procesi, kas rada nevienmērīgu slodzi uz rotoru un rada vibrācijas;
- ✓ Griezējnažu konstruktīvi izveidotās rievas nazī rada spriegumu koncentratorus, kā rezultātā palielinās iespējamība rasties plaisām.

Ņemot vērā konstatētos trūkumus tiek pārprojektēta griezējnažu ģeometrija (37. att.), bet atstājot izvēlēto materiāla padeves atveres izmērus un novietojumu. Griezējnaži tiek izveidoti tā, lai it kā notiktu daudzi mazi griešanas procesi rotora viena apgrieziena laikā. Griezējnaža ģeometrija veidota tā, lai:

- ✓ katras griezējvirsmas garums ir 20 mm;
- ✓ katra nākamā griezējvirsmā ir nobīdīta par 10°;
- ✓ griezējnažu un pretņažu virsmas saskares brīdī ir paralēlas.



37. att. Griezējnažu ģeometrija, kas nodrošina vienmērīgu slodzi uz rotoru.

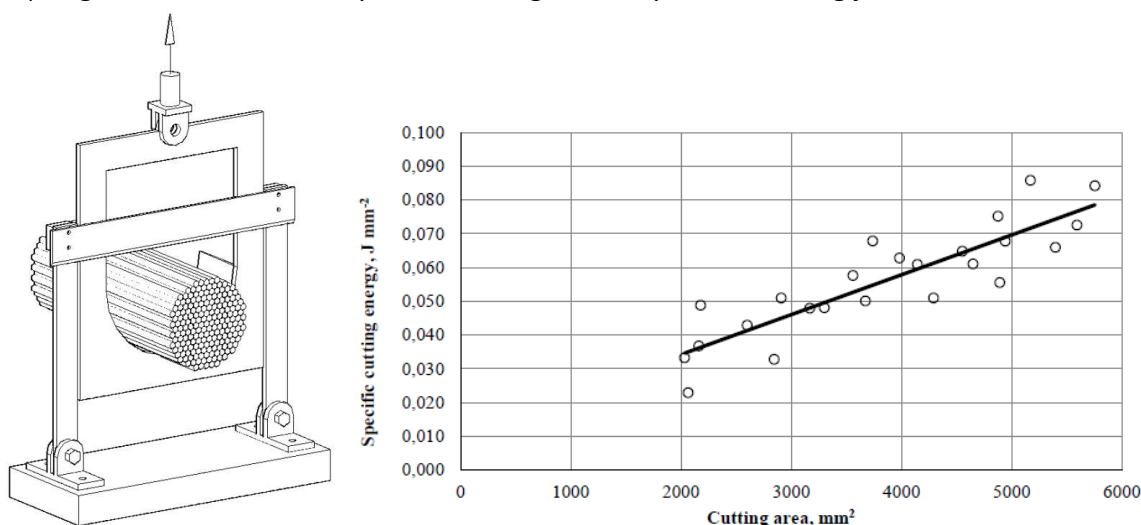


38. att. Griezējmehānisma modelēšana un inerces momenta noteikšana AutoCAD programmā.

Modelējot griezējmehānismu noteikts, ka rotora konstrukcijas un griezējažu kopējais svars ir 16.4 kg, bet laukuma inerces moments pret rotācijas asi ir $5 \cdot 10^6 \text{ cm}^4$. Turpmākajos pētījumos noteiktais optimālais rotācijas ātrums noteiks kāds ir rotora masas inerces moments un kādiem parametriem jāatbilst tā piedziņas mehānismam.

NIEDRU KŪĻU SMALCINĀŠANAS ENERĢIJAS, PADEVES ĀTRUMA UN IEKĀRTAS RAŽĪBAS APRĒĶINS.

Ņemot vērā rezultātus no niedru kūļu griešanas pētījumiem (39. att.), tiek veikts biomasas smalcināšanas mezgla parametru aprēķins. Iegūtie dati liecina, ka, palielinoties kūļa šķēsgriezuma laukumam, palielinās arī griešanai patērētā enerģija uz laukuma vienību.



39. att. Niedru kūļu griešanas eksperimentālā iekārta un kūļa griešanas rezultāti

Turpmākos aprēķinos tiek pieņemts, ka niedru kūļa vidējais griežamā materiāla kopējais šķērsriezuma laukums A ir 4000 mm^2 , un vidējā griešanai patērētā enerģija E_{SA} ir 0.06 J mm^2 .

Niedru kūļu smalcināšanai nepieciešamā jauda tiek aprēķināta:

$$N = \frac{E_{SM} \cdot m}{t}, \quad (8)$$

kur: E_{SM} – īpatnējā griešanas enerģija uz masas vienību, J kg^{-1} ;
 m – smalcināmā materiāla masa, kg ;
 t – laiks, h .

Īpatnējā griešanas enerģija uz masas vienību tiek aprēķināta:

$$E_{SM} = \frac{E_{SA}}{L \cdot \rho}, \quad (9)$$

kur: E_{SA} – īpatnējā griešanas enerģija uz laukuma vienību, J mm^2 ;
 L – sasmalcināto daļiņu garums, mm ;
 ρ – niedru stiebra materiāla blīvums.

Sasmalcināto daļiņu garums tiek regulēts, mainot padeves ruļļu griešanās ātrumu. Ņemot vērā, ka uz rotora ir novietoti trīs griezējnaži, tad sasmalcināto daļiņu garums tiek aprēķināts:

$$L = \frac{n1 \cdot \pi \cdot D}{3 \cdot n2} \quad (10)$$

kur: $n1$ – padeves ruļļu griešanās ātrums, min^{-1} ;
 $n2$ – rotora griešanās ātrums, min^{-1} ;
 D – padeves ruļļu diametrs, mm .

Smalcināmā materiāla masa tiek aprēķināta:

$$m = A \cdot n1 \cdot \pi \cdot D \cdot t \cdot \rho \quad (11)$$

kur: A – pieņemtais vidējais kūlīša šķērsriezuma laukums, mm^2 .

Ņemot vērā iepriekšminētās sakarības tiek iegūts smalcināšanas procesam nepieciešamā jauda:

$$N = \frac{E_{SM} \cdot m}{t} = \frac{\frac{E_{SA}}{L \cdot \rho} \cdot A \cdot n1 \cdot \pi \cdot D \cdot t \cdot \rho}{t} = \frac{E_{SA} \cdot A \cdot n1 \cdot \pi \cdot D}{\frac{n1 \cdot \pi \cdot D}{3 \cdot n2}} = 3 \cdot E_{SA} \cdot A \cdot n2 \quad (12)$$

No iegūtās sakarības var secināt, ka smalcināšanai nepieciešamā jauda ir atkarīga no nažu skaita uz rotora, īpatnējās griešanas enerģijas uz laukuma vienību, griežamā materiāla šķērsriezuma laukuma un rotora griešanās ātruma. Savukārt griešanas procesam nepieciešamā jauda nav atkarīga no ruļļu griešanās ātruma un to diametra. Šie divi parametri raksturo materiāla padeves ātrumu, kas savukārt ietekmē iekārtas ražību un sasmalcināto daļiņu garumu.

Iekārtas ražība tiek aprēķināta:

$$Q = \frac{m}{t} = \frac{A \cdot n1 \cdot \pi \cdot D \cdot t \cdot \rho}{t} = A \cdot n1 \cdot \pi \cdot D \cdot \rho \quad (13)$$

No iegūtās sakarības var secināt, ka iekārtas ražība ir atkarīga no kūlīša šķērsriezuma laukums, materiāla blīvuma, padeves ruļļu griešanās ātruma un diametra.

3. SMALCINĀTĀJA PROTOTIPA EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI: SMALCINĀŠANAI NEPIECIEŠAMĀS JAUDAS NOTEIKŠANA, ĪPATNĒJAIS ENERĢIJAS PATĒRIŅŠ ATKARĪBĀ NO SMALCINĀTĀJA KONSTRUKCIJAS UN GRIEZĒJASMEŅU VEIDA, ROTĒJOŠO DAĻU DINAMISKĀS LĪDZVAROŠANAS EKSPERIMENTI, UTT.

Eksperimentu gaitā uz smalcinātāja prototipa ruļļu iztīšanas mezgla novietojam Miežabrāļa biomasas rulli. Pie iztīšanas svarīgs ir biomasas ruļļa satīšanas virziens, rullis jānovieto tā, lai tas, uz iztīšanas mezglu tiktu, velts pretēji satīšanas virzienam.

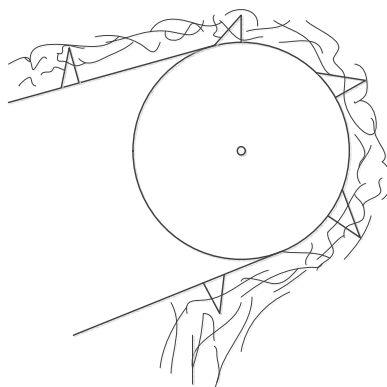
Transportiera piedziņa realizēta caur ķēdes pārvadu, kuru griež hidromotors ar eļļas palīdzību, kas padots no hidrauliskās stacijas.

Darbinot smalcinātāja prototipa ruļļu iztīšanas mezglu ķēdes transportieri, novērojām, ka biomasas rullis iztinās labi. Bet, iztītā biomasas materiāla padeve tālāk uz smalcinātāja mezglu nenotika. Biomasas masas slānis neatdalījās no smalcināšanas prototipa ruļļu iztīšanas mezglu transportiera ķēdes un nonāca zem ruļļa iztīšanas mezglu (40. att.).



40. att. Iztīšanas mezglu darbības traucējumi

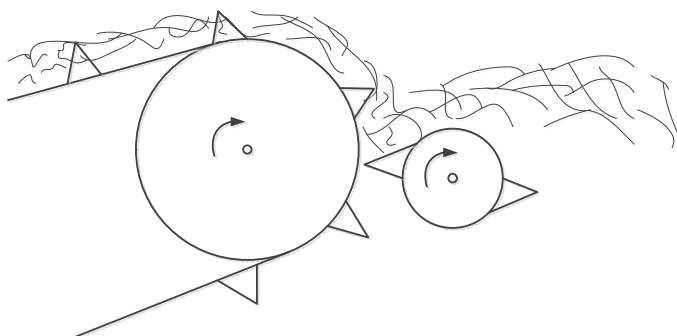
Miežabrāļa struktūra, smalkie un garie stiebri, veicina ieķēršanos transportiera ķēdē, un materiāls neatdalās, turpina kustību zem transportiera.



41. att. Stiebru materiāla kustība zem transportiera ķēdes

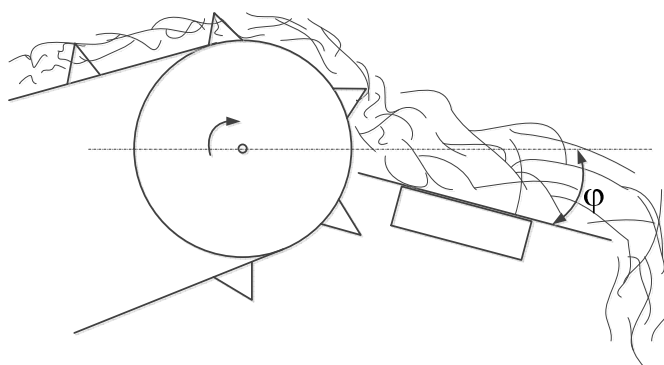
Lai uzlabotu smalcināšanas prototipa ruļļu iztīšanas mezgla materiāla padevi, būtu nepieciešami eksperimenti ar transportiera ķēdes izcilņu formu. Tie jāpārveido tā, lai transportējamais materiāls neaizķertos, bet tiktu grūsts nost no izcilņiem

Darbību varētu uzlabot arī atsvidēja rullis, kas grieztos ar lieliem apgriezieniem, tādā veidā biomasas materiāls tiktu atsviests no ķēdes transportiera un padots tālāk uz smalcināšanu.



42. att. Konstrukcija ar atsvidējbiteri

Piemērota varētu būt konstrukcija ar tekni, kas materiālu atdala no konveijera ķēdes un novirza tālāk nepieciešamajā virzienā. Ruļļu iztīšanas mezgla biomasas padeves ķēdes transportiera gals ir horizontāls un plats (1.3 m). Savukārt smalcināšanas mezgla biomasas materiāla iekraušanas vieta ir cilindriska tvertne. Ņemot vērā, ka materiāla plūsma tiek sašaurināta, konstruējot tekni, jāparedz, lai šaurākajā galā masa neiesprūst. Novirzītājtekne ir jānovieto noteiktā slīpumā, lai biomasas materiāls atdalītos no konveijera lentas izcilņiem un pārvietotos virzienā uz smalcinātāšanas mezglu. Šajā gadījumā svarīgi noteikt materiāla iespīlēšanas leņķi un materiāla slīdes berzes leņķi.

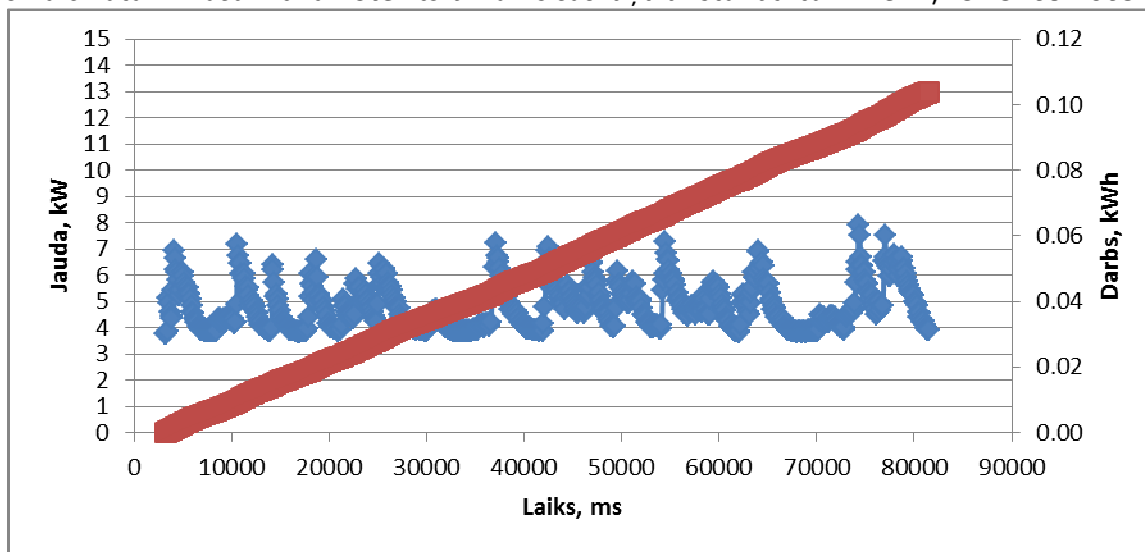


43. att. Atdalīšanas tekne

MIEŽABRĀĻA SMALCINĀŠANAS EKSPERIMENTI AR BIOMASAS SMALCINĀŠNAS MEZGLU

Galvenais stiebraugu apstrādes veids pirms briketēšanas vai granulēšanas ir smalcināšana. Enerģētisko augu smalcināšana palielina materiāla blīvumu, tādējādi uzlabojot tā transportēšanas un uzglabāšanas īpašības. Smalcināta materiāla brīvumu ietekmē sasmalcināto daļiņu lielums, kas savukārt ir atkarīgs no smalcināšanas iekārtai uzstādītā sieta.

Lai novērtētu biomasas smalcināšanas mezglā uzstādīto sietu ietekmi uz smalcinātās masas blīvumu un energoefektivitāti tika veikti smalcināšanas eksperimenti, kur tika smalcināti miežabrāļa (*Phalaris arundinacea*) stiebri. Eksperimentu laikā tika izmantoti sieti ar acs izmēriem 1.5, 6, 12 un 20 mm. Katra sieta smalcināšanas eksperimentos tika nomērīts sasmalcinātās masas daudzums, smalcināšanas ilgums un tika uzņemta smalcināšanas mezglā elektromotora momentānās jaudas raksturlīkne (1.att.). Jaudas raksturlīkni integrējot tika iegūta smalcināšanā patērētā enerģija, kuru, attiecinot uz sasmalcinātās masas daudzumu, iegūst īpatnējo smalcināšanas enerģiju. Īpatnējā smalcināšanas enerģija ir viens no galvenajiem biomasas smalcināšanas mezglā energoefektivitātes rādītājiem. Visām sasmalcinātām masām tika noteikts blīvums saskaņā ar standartu DD CEN/TS 15103:2005.



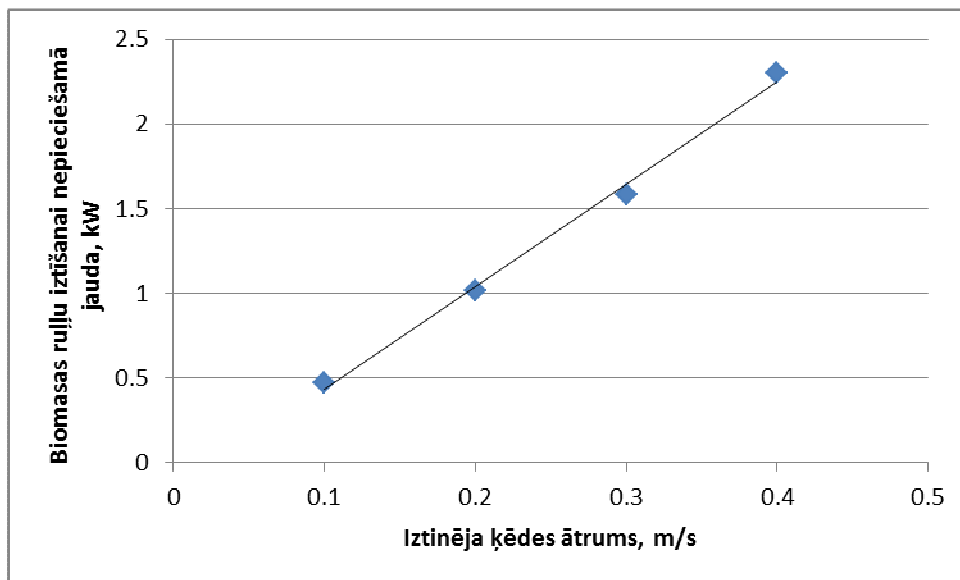
44. att. Biomasas smalcināšanas mezglā momentānās jaudas un darba raksturlīkne

Lai novērtētu miežabrāļa energoefektīvu kondicionēšanas procesa tehniskos parametrus, tad smalcināšanas eksperimentos iegūtie dati tika apkopoti ar šo pašu smalcināto materiālu briketēšanas eksperimentos iegūtajiem datiem. Īpatnējai smalcināšanas enerģijai tika pieskaitīta īpatnējā briketēšanas enerģija, tādējādi iegūstot kopējo kondicionēšanas enerģiju uz masas vienību.

Iegūtie dati liecina, ka energoefektīvākais kondicionēšanas process iespējams, ja biomasas smalcināšanas mezglā tiek izmantots siets ar acs izmēru – 12 mm. Savukārt vislielākais materiāla blīvums iegūts ja smalcināšanas mezglā aprīkots ar sietu, kura acs izmērs ir 1.5 mm. Šajā gadījumā kondicionēšanā patērētās enerģijas apjoms palielinās no 48 kJ kg^{-1} uz 260 kJ kg^{-1} , kas ir 5,4 reizes vairāk. Salīdzinot šos abus sietus, sasmalcinātā materiāla blīvums izmainījās no 106 kg m^{-3} uz 165 kg m^{-3} , bet brikešu blīvums izmainījās no 915 kg m^{-3} uz 964 kg m^{-3} . Iegūtos datus iespējams izmantot projektējot biomasas kondicionēšanas iekārtas, kā arī veicot cietā kurināmā transportēšanas izmaksas.

4. HIDRAULISKĀS PIEDZIŅAS EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI.

Ekspperimentāli tika noteikta smalcinātāja prototipa ruļļu iztīšanas mezgla jauda, iztinot miežabrāļa rulli. Ķēdes transportieris tika darbināts ar hidrauliskās sūkņa stacijas palīdzību. Lai aprēķinātu jaudu tika noteikts eļļas spiediens un sūkņa ražīgums pie dažādiem ķēdes transportiera kustības ātrumiem. Rezultāti apkopoti grafikā.

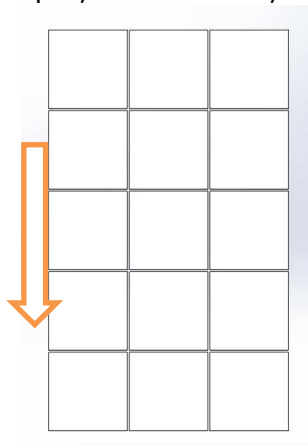


45. att. Ruļļu iztīšanai nepieciešamā jauda

5. KALTĒŠANAS PROCESA TEORĒTISKĀ IZPĒTE

REKUPERATORA SILTUMMAIŅA APRĒKINS

Rekuperatora siltumsūkņi ir Peltjē elementi ar virsmas laukuma izmēru 40x40mm. Plānotais elementu skaits rekuperatorā – 15 vien. Elementi tiks kombinēti uz virsmas – 3 platumā un 5 augstumā. Tādā veidā pieņem siltumsūkņa virsmas laukumu 210 x 130mm.



- ✓ Brīvais augstums virs rekuperatora siltumsūkņa – 140mm.
- ✓ Siltummaiņa materiāls – Alumīnijs 6061-T6.
- ✓ Pie kaltes siltumnesēja plūsmas 980m³/h, plūsmas ātrums rekuperatorā – 8.78m/s.
- ✓ Ekvivalentais Nusselta skaitlis šahtveida siltummainī – 3.3.

Maksimālais efektīvai virsmas uzlabojuma rādītājs:

$$\alpha = \sqrt{\frac{k_b}{k_s \cdot Nu_a}} = 42.6 \quad (14)$$

- kur, α – maksimālais efektīvais virsmas uzlabojuma rādītājs;
 k_b – siltummaiņa vadītspēja – Alumīnijam 6061-T6 – 156.0W/(m·°C);
 k_s – gaisa vadītspēja – 0.026W/(m·°C).

Vēlamais siltummaiņa ribu atstatums:

$$S = 2 \cdot \gamma_{sf} \cdot \sqrt{\frac{\vartheta \cdot L}{u}} = 2.30mm; \quad (15)$$

- kur, S – vēlamais siltummaiņa ribu atstatums;
 ϑ – gaisa kinemātiskā viskozitāte, $\vartheta_{40^\circ} = 16.97 \cdot 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$;
 L – siltummaiņa ribu garums plūsmas virzienā, $L=210\text{mm}$;
 u – plūsmas ātrums, $u=8.78\text{m/s}$.

Bezdimensiju kanāla augstums λ :

$$\lambda = \frac{H}{S \cdot \alpha} = 0.72; \quad (16)$$

- kur, λ – bezdimensiju kanāla augstums;
 H – ribu augstums, $H=70\text{mm}$.

Normalizētā termiskā pretestība:

$$\Omega = \frac{H}{k_b \cdot W \cdot L} = 0.018^{\circ}\text{C/W}; \quad (17)$$

kur, Ω – normalizētā termiskā pretestība, $^{\circ}\text{C/W}$;

W – Siltummaiņa platums, $W=130\text{mm}$;

Bezzudumu siltummaiņa termiskā pretestība:

$$\theta_{bezzud.} = \frac{\Omega}{\lambda^2} = 0.04^{\circ}\text{C/W}; \quad (18)$$

Siltummaiņa termiskās pretestības vispārējā augšējā robeža:

$$\theta_{visp.} = \xi_{visp.} \cdot \theta_{bezzud.} = 0.044^{\circ}\text{C/W}; \quad (19)$$

kur, $\xi_{visp.}$ – vispārējās augšējās robežas lietderības attiecība

Tā kā bezdimensiju lielums λ ir mazāk par 1, tiek piedāvāts uzlabots plāno ribu modelis:

$$\theta_{pl.ribu} = \xi_{pl.ribu} \cdot \theta_{bezzud.} = 2.12^{\circ}\text{C/W}; \quad (20)$$

kur, $\theta_{pl.ribu}$ – termiskā pretestība augšējā robeža plāno ribu modelim, $^{\circ}\text{C/W}$;

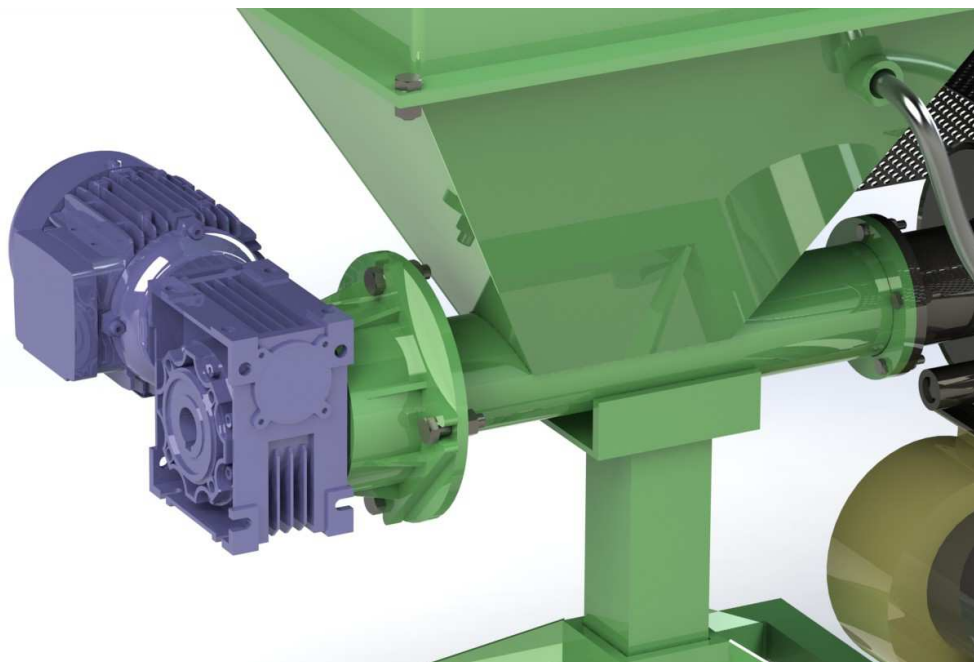
$\xi_{pl.ribu}$ – plāno ribu lietderības attiecība;

Optimālais ribu biezums:

$$B_{pl.ribu} = \frac{H}{\alpha} = 1.7\text{mm}; \quad (21)$$

kur, $B_{pl.ribu}$ – vēlamais ribu biezums plāno ribu modelī, mm.

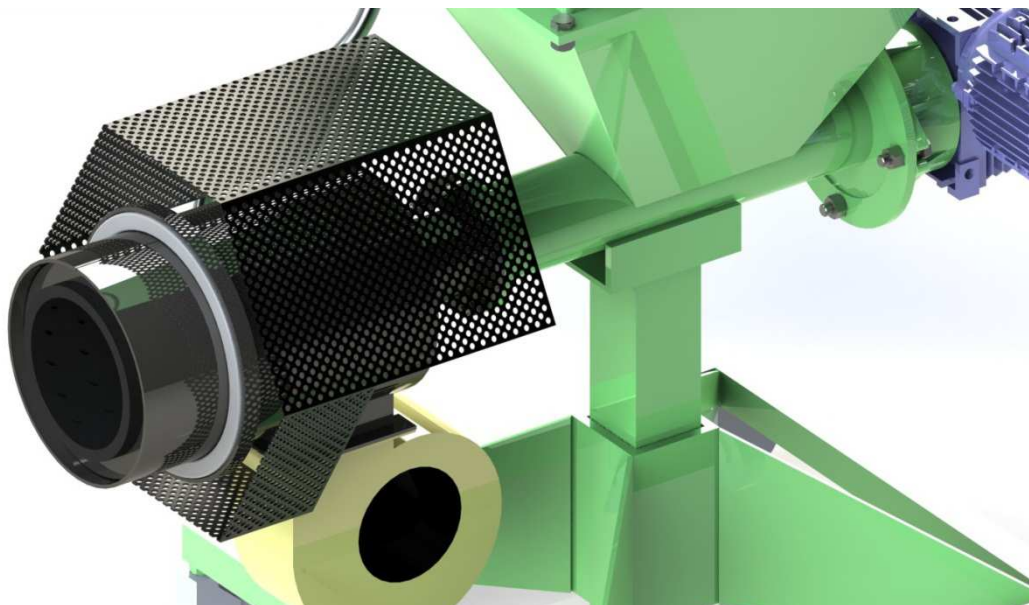
6. KALTĒŠANAS EKSPERIMENTĀLĀ MODEĻA IZSTRĀDE



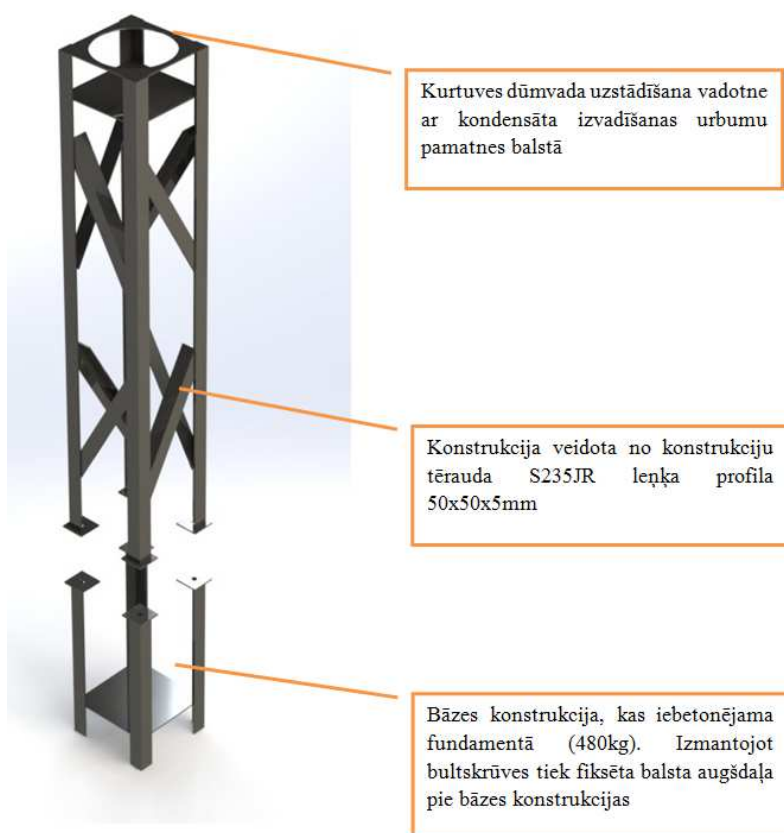
46. att. Motorreduktoru un degli savienošās detaļas kopsalikumā



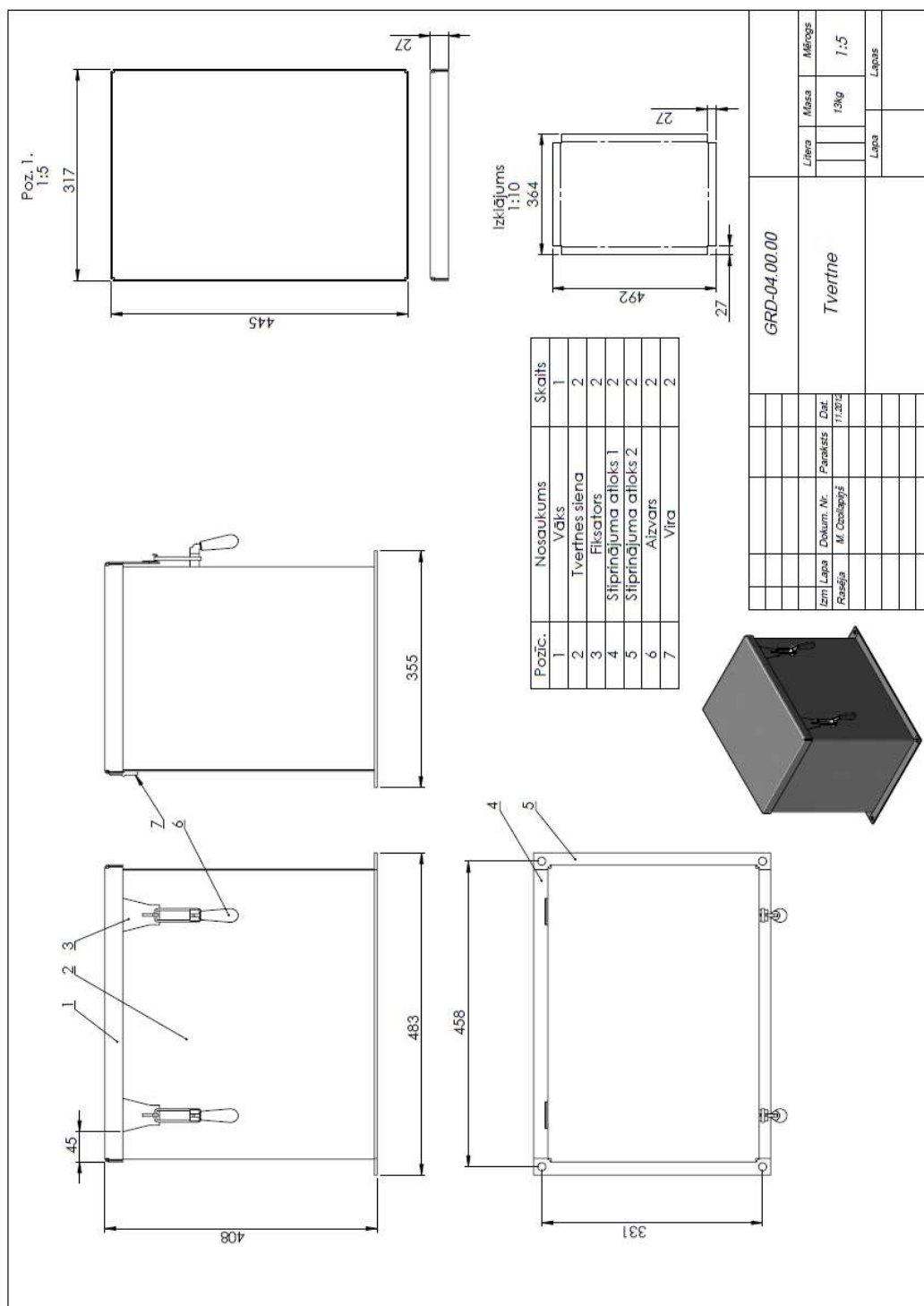
47. att. Motorreduktoru un degli savienošās detaļas atsevišķi

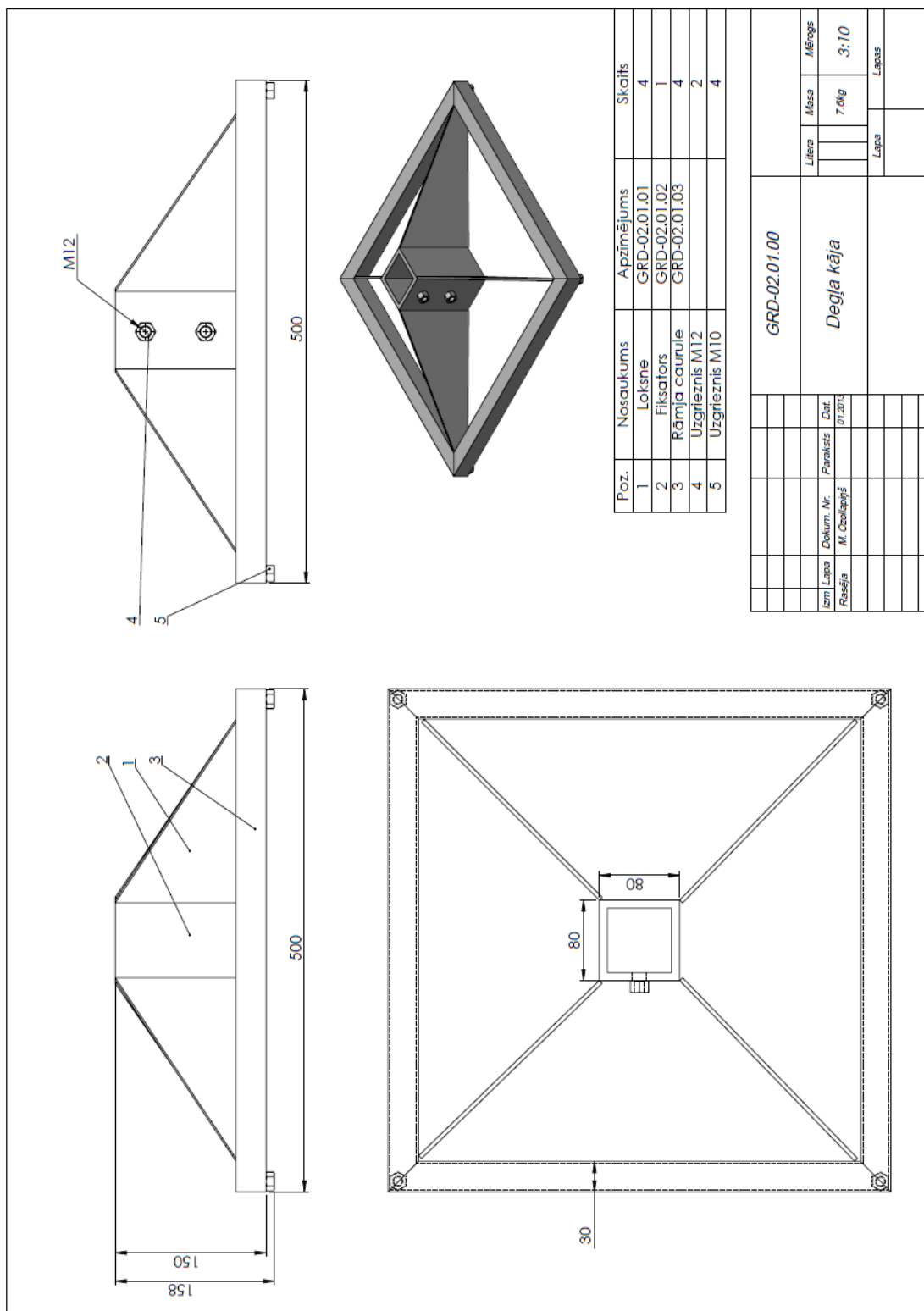


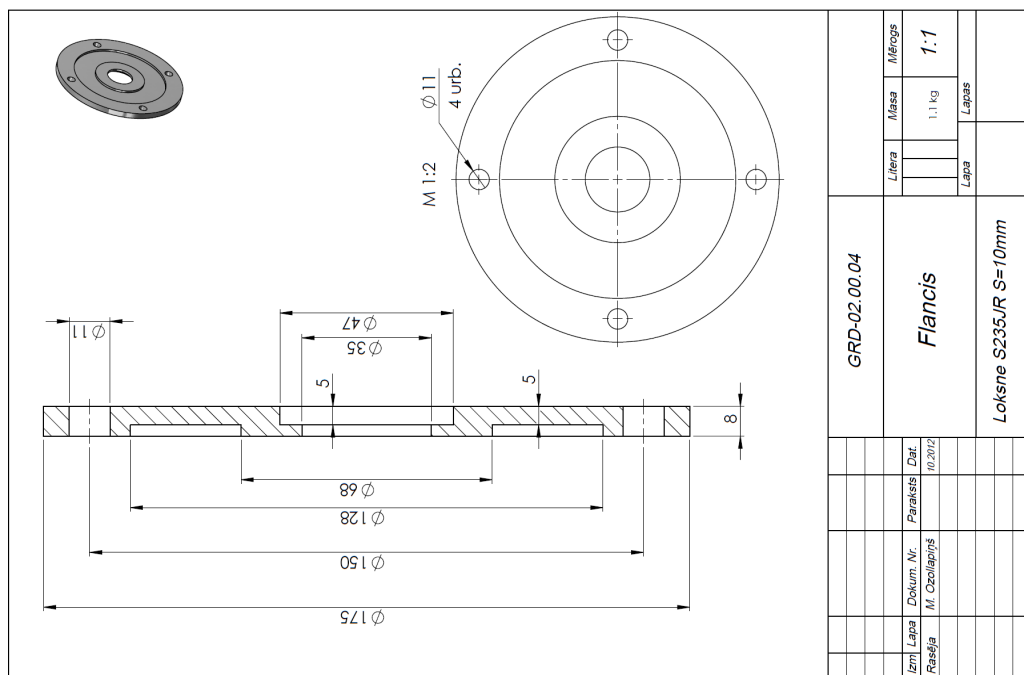
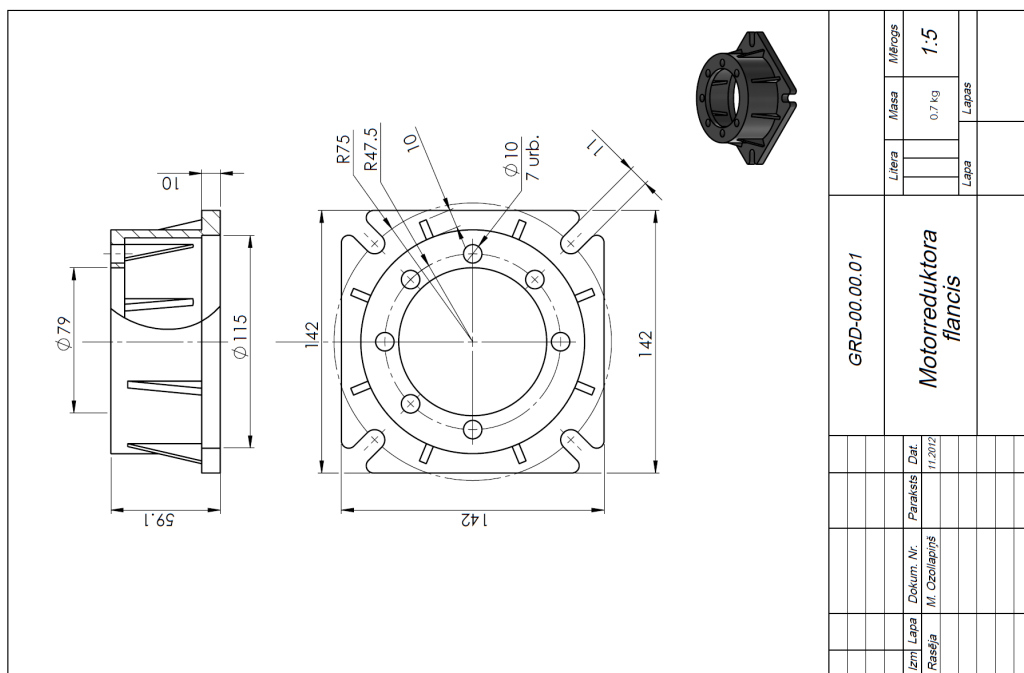
48. att. Degļa degkammeras aizsargkorpuss

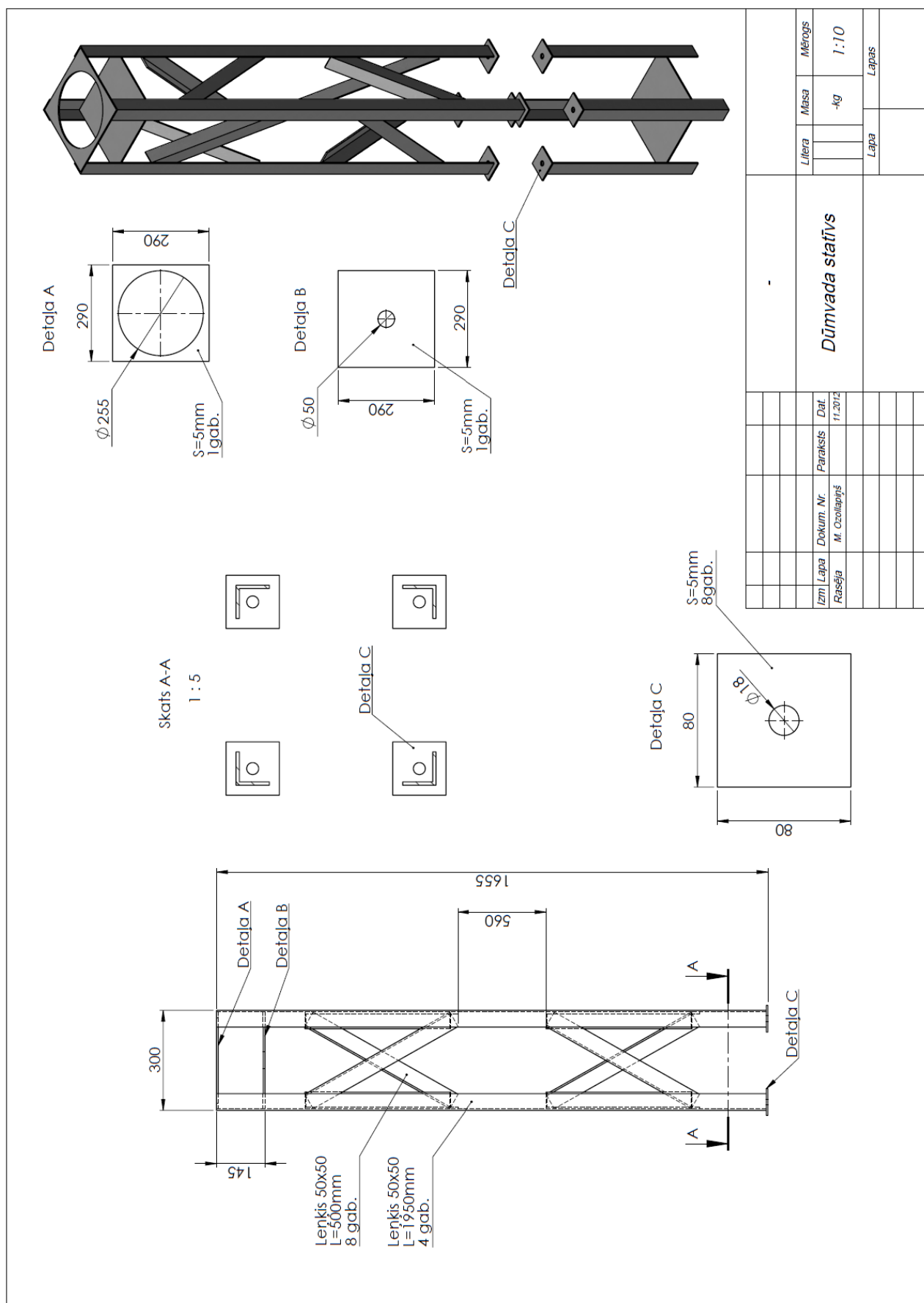


49. att. Dūmvada balsta konstrukcija









Kaltēšanas eksperimentālā modeļa kurtuves dūmvada izgatavošana



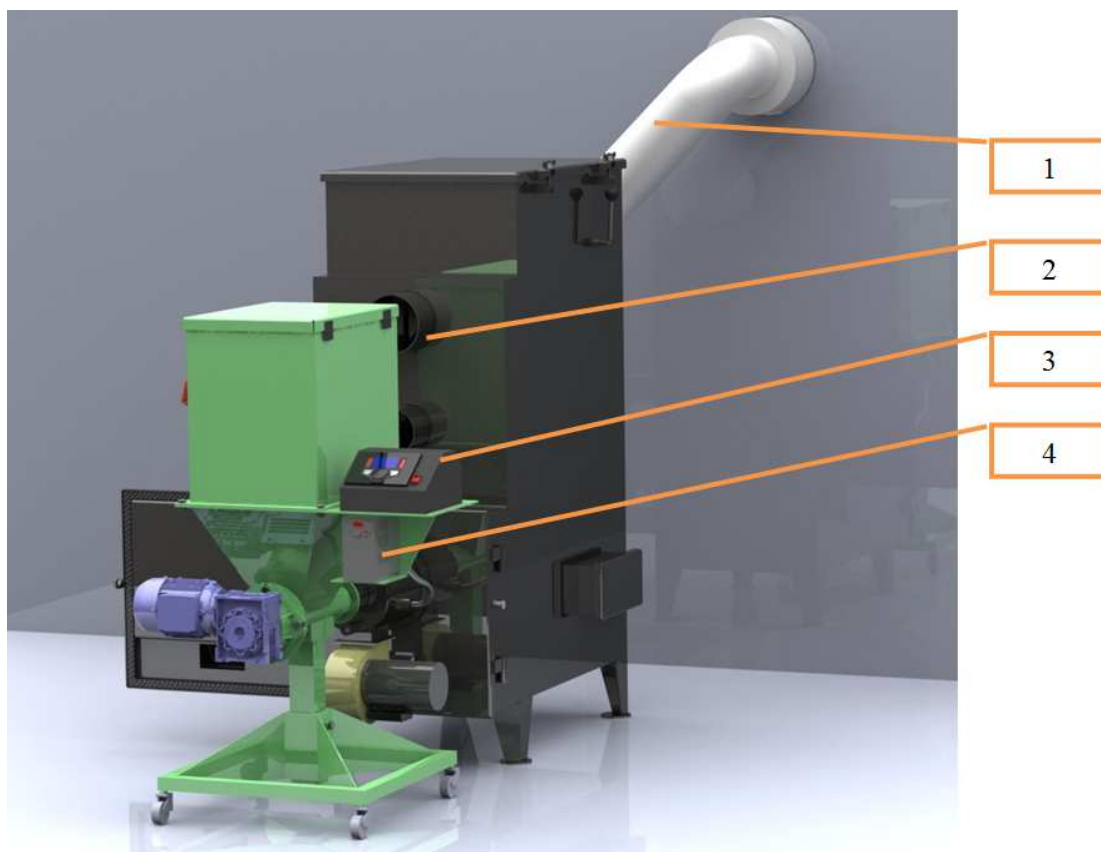




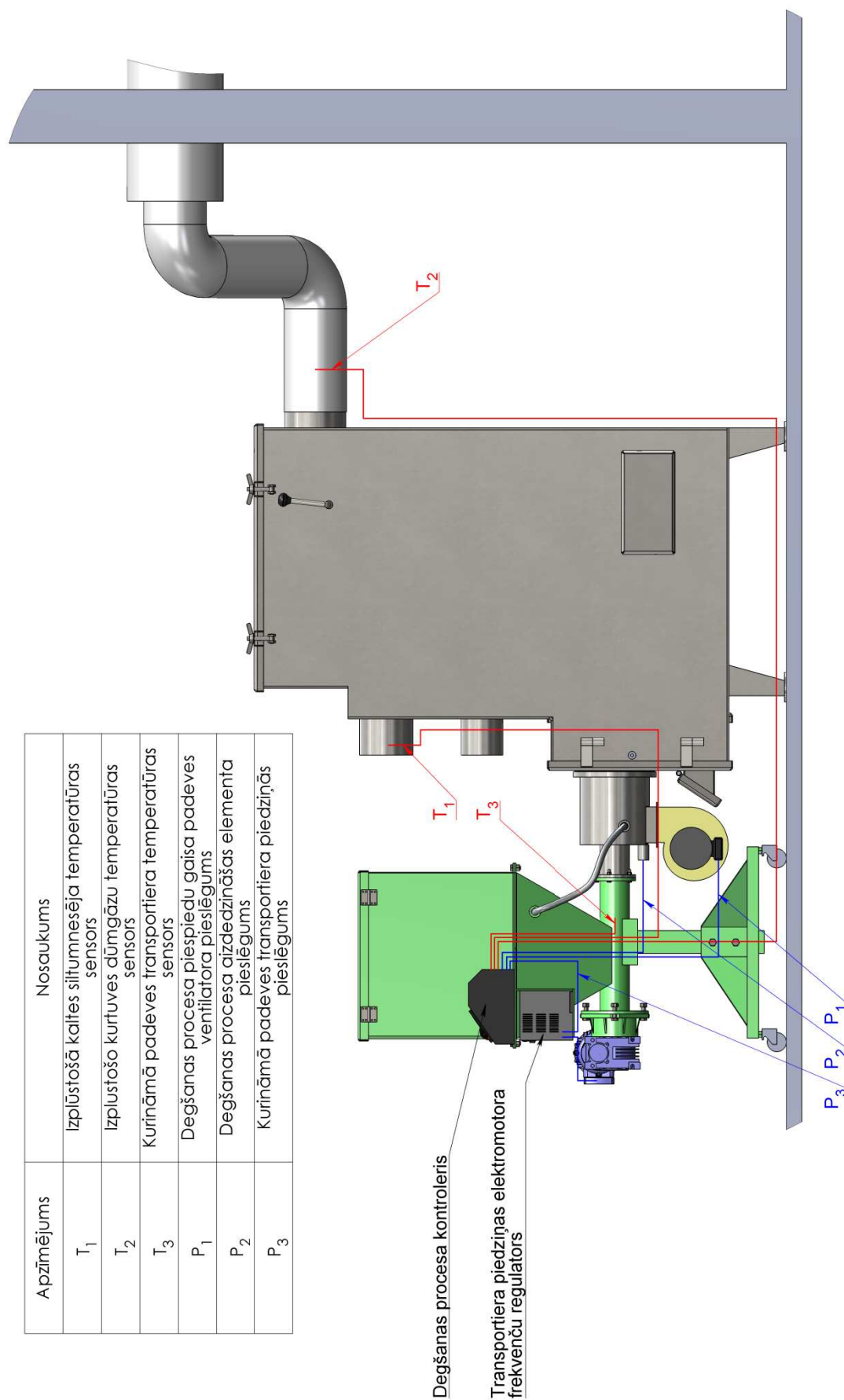
KALTĒŠANAS EKSPERIMENTĀLĀ MODEĻA BIOMASAS DEĢĻA DEĢŠANAS PROCESA KONTROLERA TEMPERATŪRAS SENSORU MONTĀŽAS SHĒMAS IZVEIDE

Degšanas procesa kontrolēšanai un kaltei nepieciešamā karstā gaisa temperatūras uzturēšanai konstantā vērtībā tiek izmantots degšanas procesu regulējošs kontrolers, kas tiek montēts biomasas deģļa sālā. Lai sekmīgi veiktu nepieciešamo regulēšanu, tā temperatūras sensori tiek izvietoti dūmvadā – izejošo dūmgāzu kontrolei, karstā gaisa izejā – nepieciešamā produkta kontrolei, kurināmā transportierī – drošības apsvērumu dēļ, lai izvairītos no degšanas procesa transportierī. Nosakot šo temperatūru vērtības, kontrolers regulē gaisa padevi sadegšanas kamerai. Nepieciešamības gadījumā samazina kurināmā padeves intensitāti vai ierosina aizdedzināšanas tena darbību degšanas uzsākšanai.

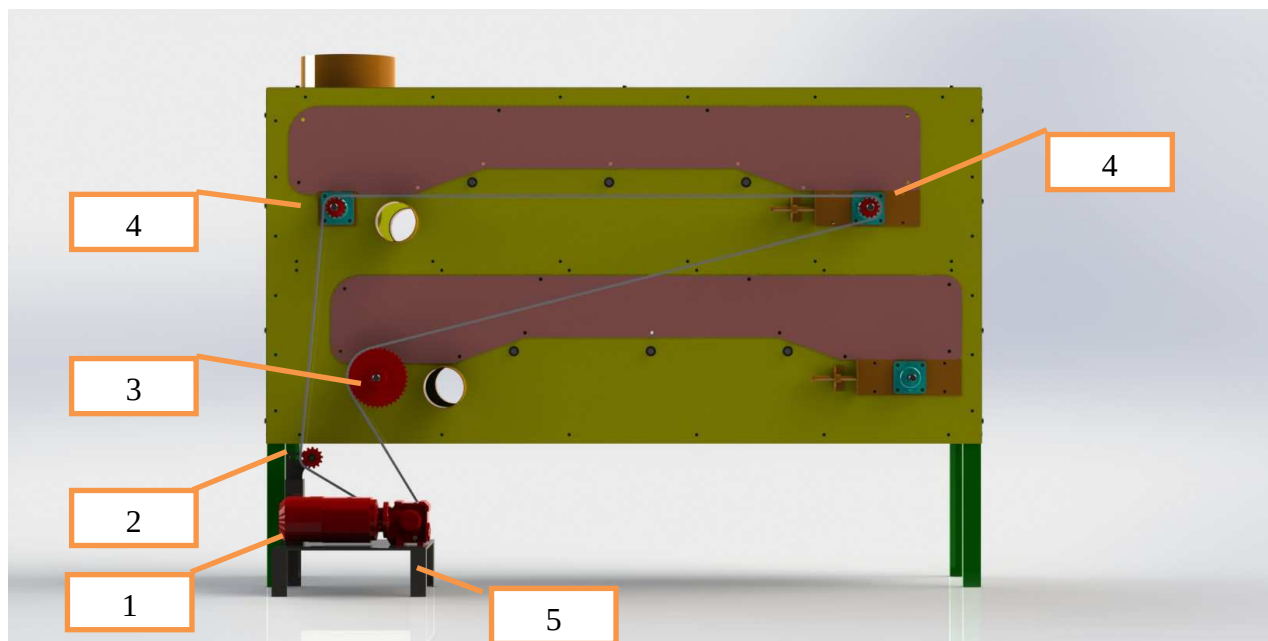
Papildus degšanas procesa kontrolerim tiek izmantots arī piedziņas frekvenču regulators, kas nodrošina vēl plašākas iespējas kurināmā padeves regulēšanai atkarībā no tā frakcijas izmēra un citiem raksturlielumiem.



50. att. Biomasas deģlis ar kontroleri un frekvenču pārveidotāju
1 - Dūmvads; 2 – Karstā gaisa izeja; 3 – Degšanas procesa kontrolers;
4 – Piedziņas frekvenču regulators kurināmā padeves regulēšanai;



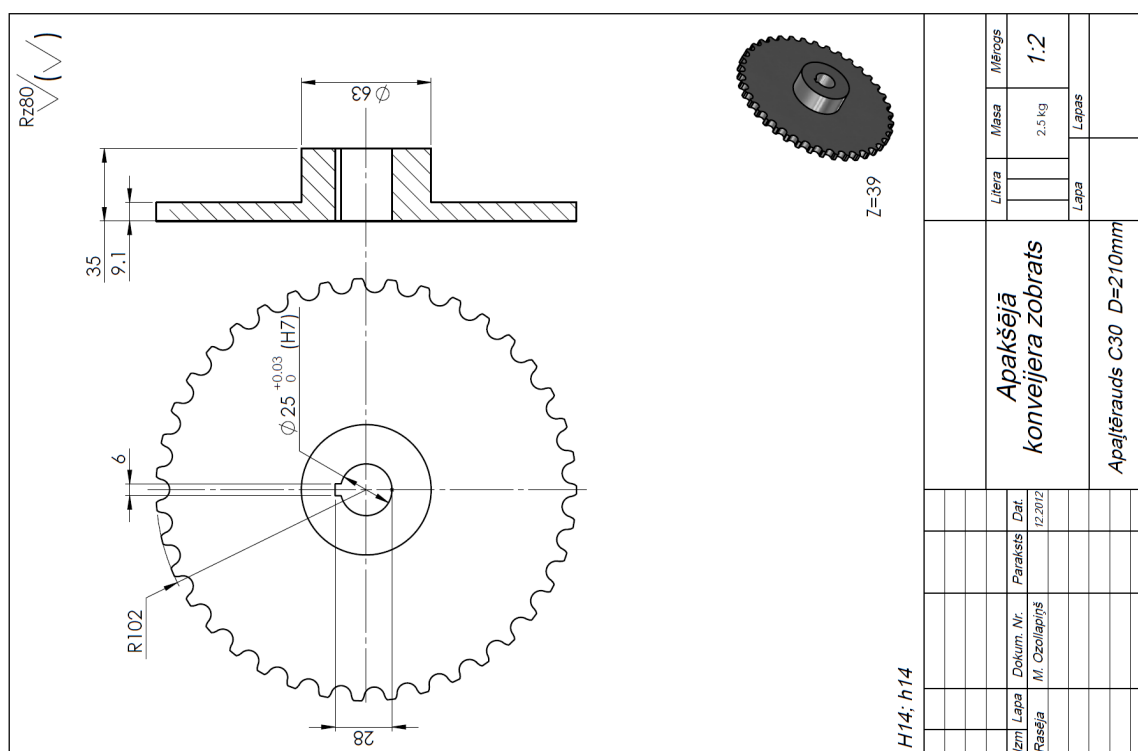
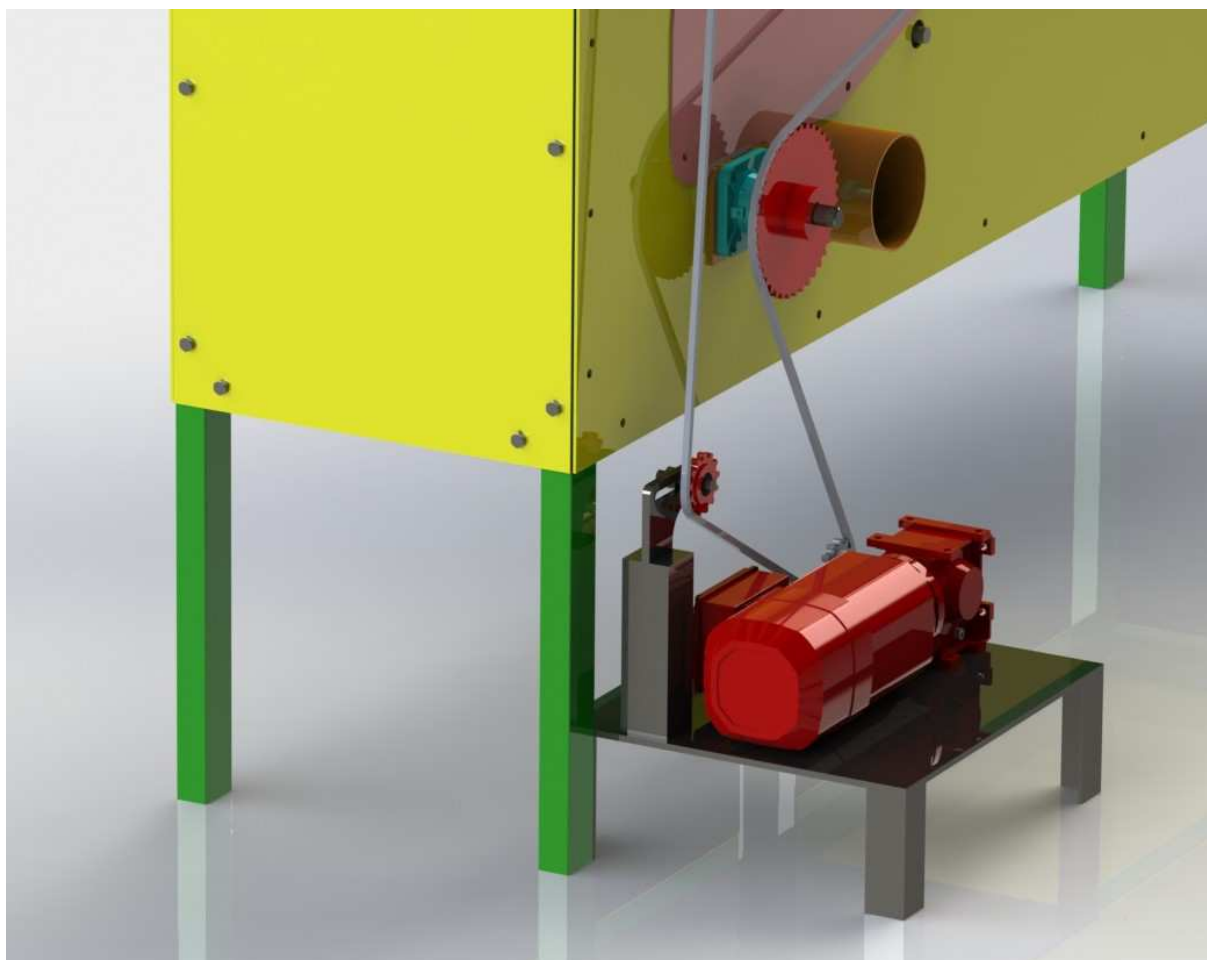
PIEDZIŅAS MEHĀNISMA UN ELEKTROMOTORA BALSTA KONSTRUKCIJAS IZSTRĀDĀŠANA



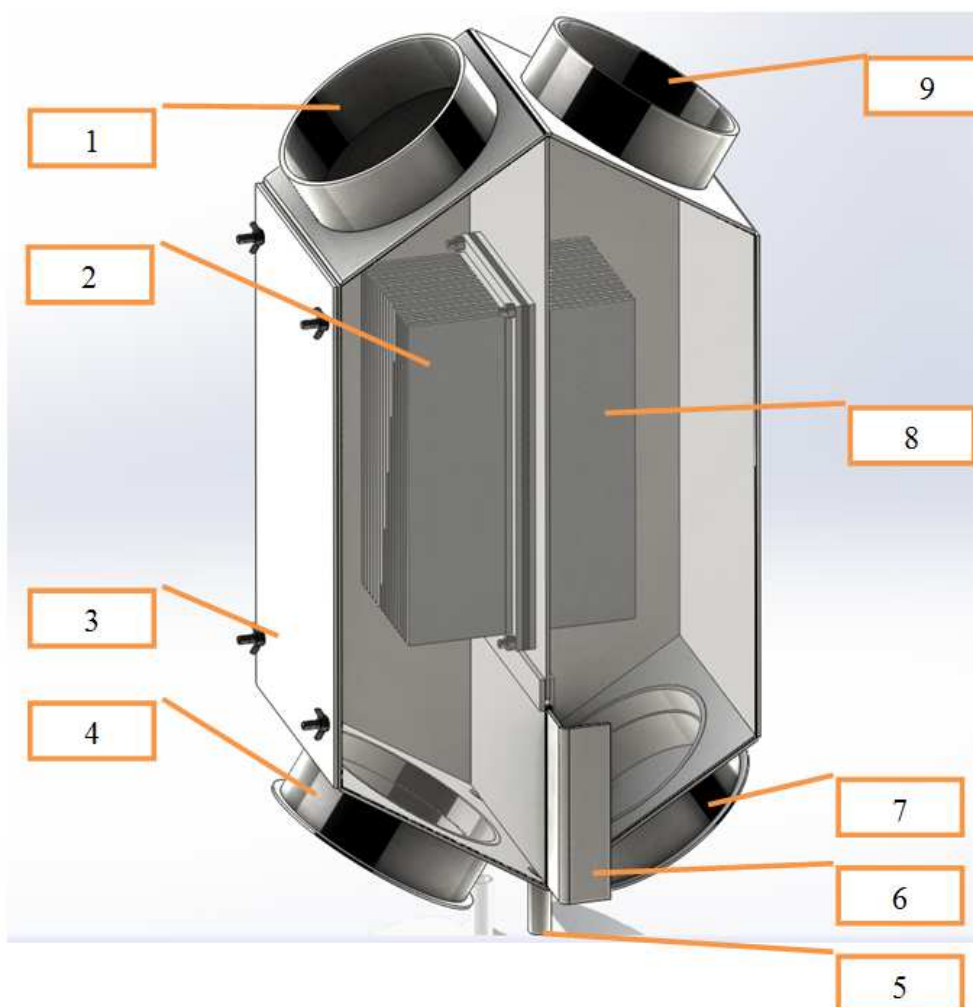
Kaltēšanas kameras piedziņas principiāla uzbūve

1 – Elektromotors ar reduktoru; 2 – Ķēdes spriegotājs; 3 – Apakšējā konveijera dzenošais rullis; 4 – Augšējā konveijera rulli (abi dzenoši).





SILTUMA REKUPERATORA KONSTRUKCIJAS IZSTRĀDĀŠANA



Siltuma rekuperators ar atsegtu sānu sienu

1 – Izmantotā kaltēšanas aģenta ieplūde; 2 – Siltumsūkņa alumīnija ribas maksimālai siltuma noņemšanai no izmantotā aģenta; 3 – Demontējama sānu siena; 4 – Izplūdes caurule ar vāciņu tiešai izlaišanai; 5 – Kondensāta izvads; 6 – Aizvars tiešai izmantotā aģenta izlaišanai un recirkulācijas novēršanai; 7 – Ieplūdes caurule ar vāciņu svaigam kaltēšanas aģentam; 8 – Siltumsūkņa alumīnija ribas maksimālai siltuma atdevei jaunajam kaltēšanas aģentam; 9 – Uzsildītā kaltēšanas aģenta izplūdes caurule.

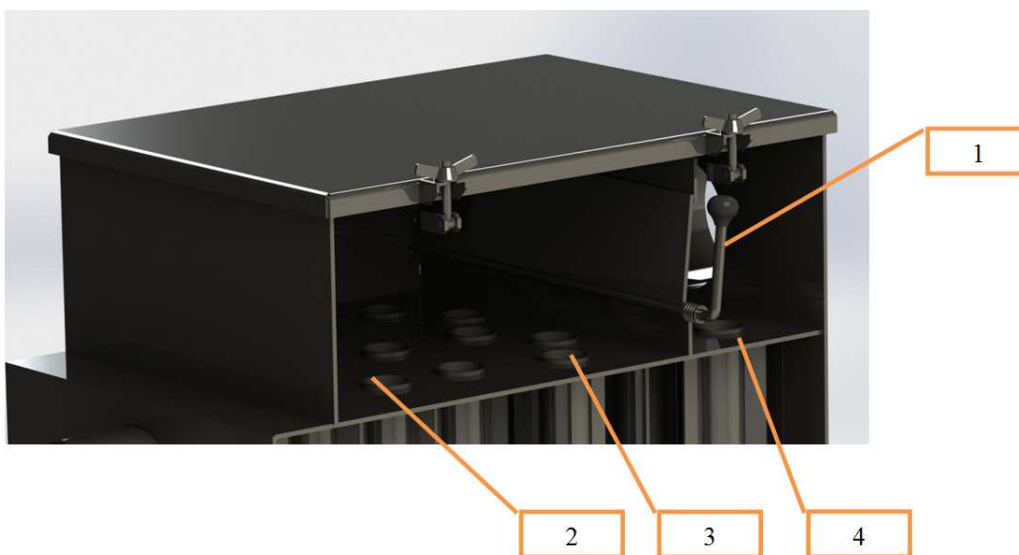


KALTĒŠANAS EKSPERIMENTĀLĀ MODEĻA KURTUVES PLŪSMAS REGULATORA, VENTILATORA STIPRINĀJUMA KONSTRUKCIJAS IZSTRĀDE

Lai nodrošinātu ātru degšanas procesa uzsākšanu kurtuvē, izveidots dūmgāzu plūsmas regulators, kas nodrošina dūmvada ātrāku uzsilšanu un minimizē sākotnējā kondensāta veidošanos kurtuvē.

Uzsākot degšanas procesu kurtuvē, plūsmas regulators ir horizontālā stāvoklī un dūmgāzes plūst tikai pa pirmā gājuma sildcaurulēm un nonāk dūmvadā. Aizverot plūsmas regulatoru, tiek nodrošināta dūmgāzu plūsma caur otrās pakāpes sildcaurulēm lejup un aiz plūsmas regulatora augšup. Tādā veidā tiek palielināts siltummaiņas virsmas laukums un iekārtas lietderības koeficients.

Dūmgāzu temperatūrai sasniedzot kritisko rāsas punkta vērtību, iespējama daļēja plūsmas regulatora atvēršana, lai neveidotos dūmvadā kondensāts.

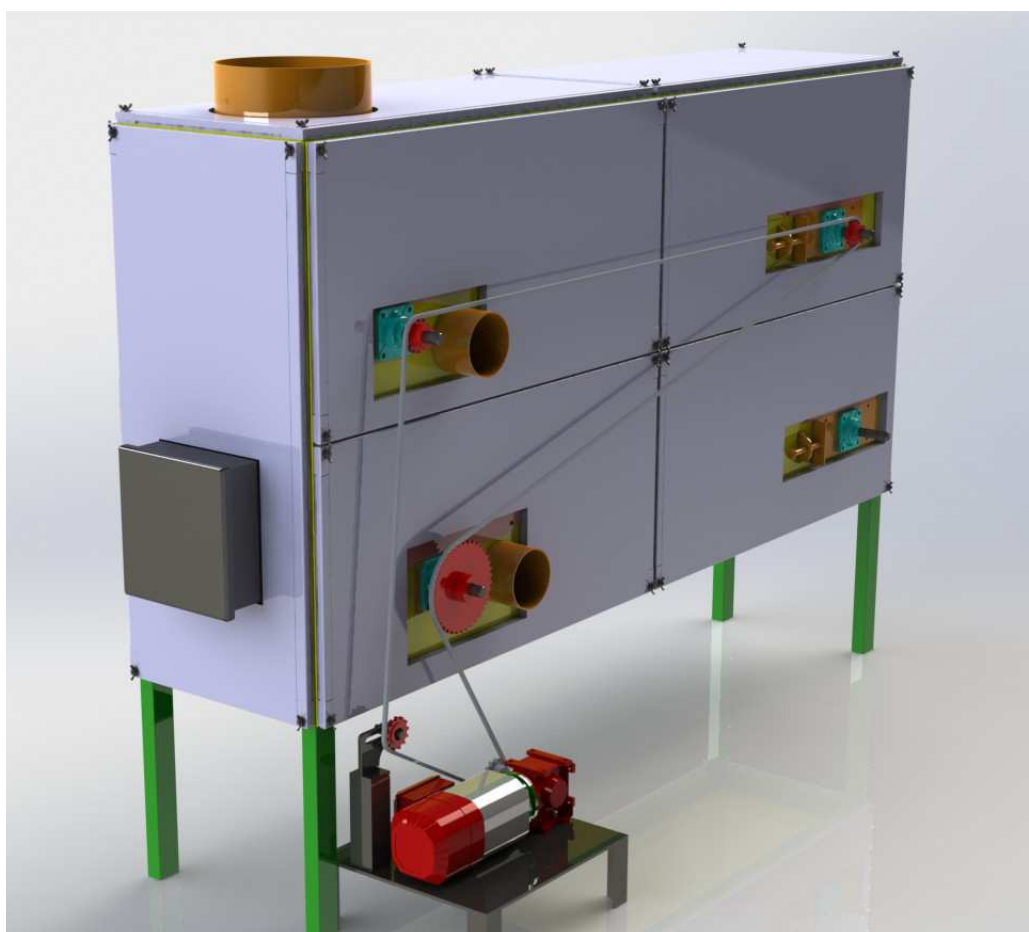


51. att. Plūsmas regulators

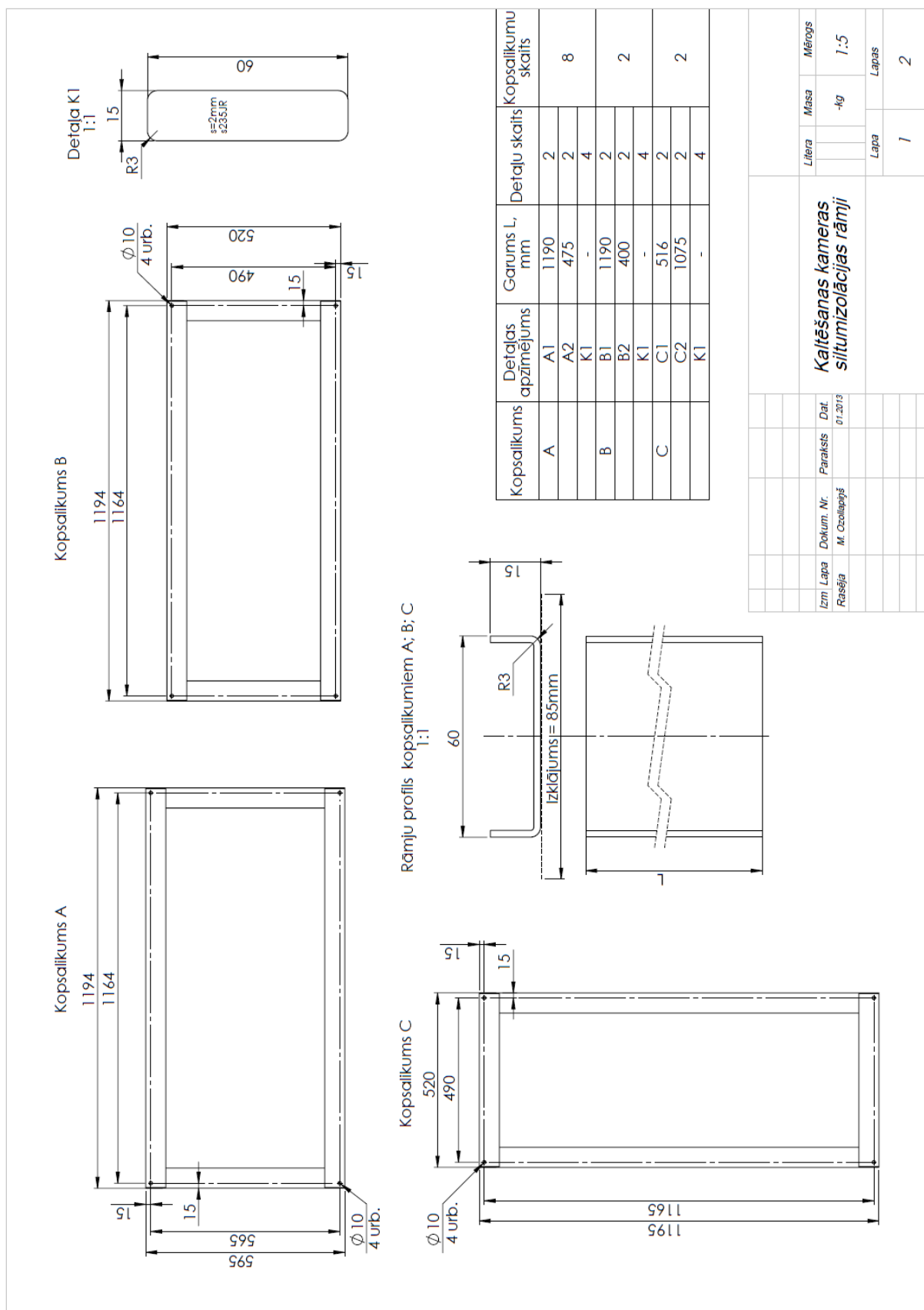
- 1) Plūsmas regulators vira;
- 2) Pirmā gājuma sildcaurules;
- 3) Otrās pakāpes lejupejošās sildcaurules;
- 4) Otrās pakāpes augšupejošās sildcaurules;

KALTĒŠANAS KAMERAS SILTUMIZOLĀCIJAS DETAĻU KONSTRUKCIJAS IZSTRĀDE

Kaltēšanas energoefektivitātes nodrošināšanai kameras virsmas ir noklātas ar siltumizolāciju. Tā veidota kopumā no 12 blokiem. Lai nodrošinātu piedziņas darbību un kaltēšanas aģenta cauruļu pieejamību, siltumizolācijas blokos tiek veidoti griezumi, kuri katram blokam ir atšķirīgi. Katrs bloks pie kaltēšanas kameras sienām tiek fiksēts ar 4 viegli fiksējamiem uzgriežņiem, kas tiek montēti uz kameras virsmas detaļām piemetinātiem vītņstieņiem.

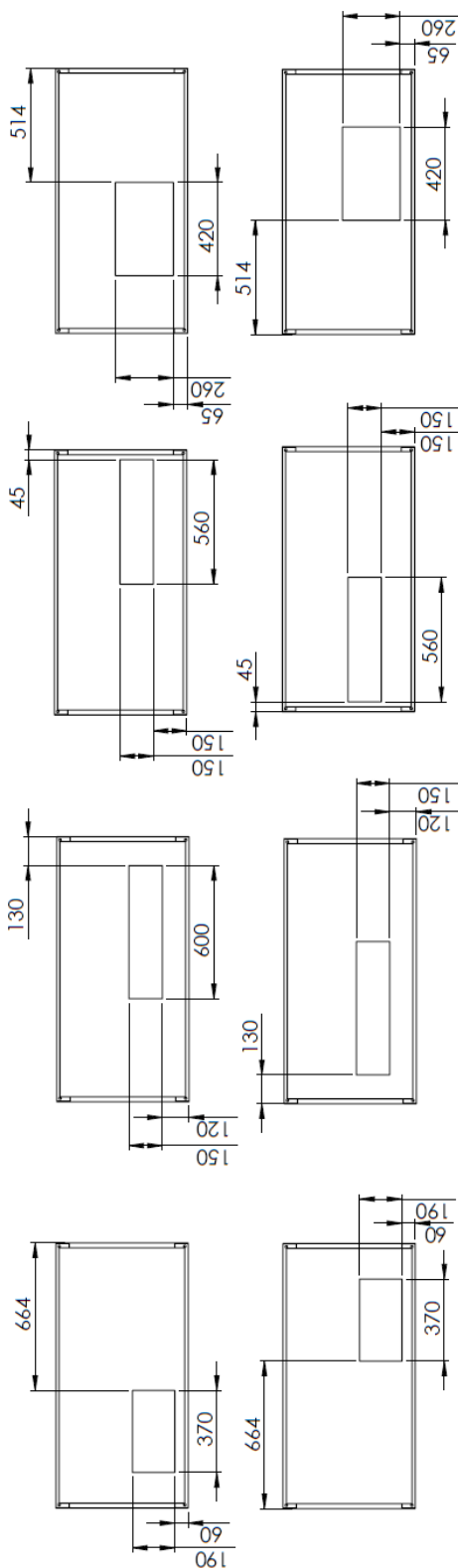


52. att. Kaltēšanas kamera ar siltumizolācijas blokiem

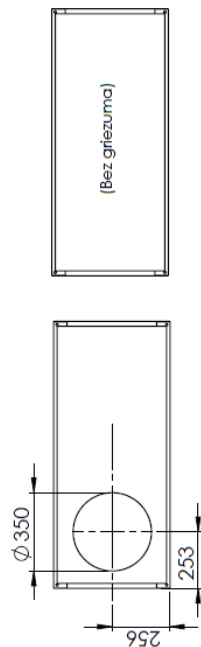


53. att. Siltumizolācijas bloku rāmji

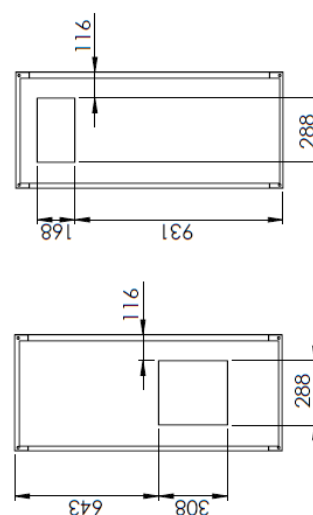
KOPSALIKUMA A GRIEZUMA MODIFIKĀCIJAS



KOPSALIKUMA B GRIEZUMA MODIFIKĀCIJAS



KOPSALIKUMA C GRIEZUMA MODIFIKĀCIJAS



1. Visu kopsalikumu rāmju ārējo virsmu noklāt ar cinkoto skārdu un fiksēt ar punktveida metinājumu.
2. Rāmjus pildīt ar izolācijas vati.
3. Veikt modificējošos griezumus

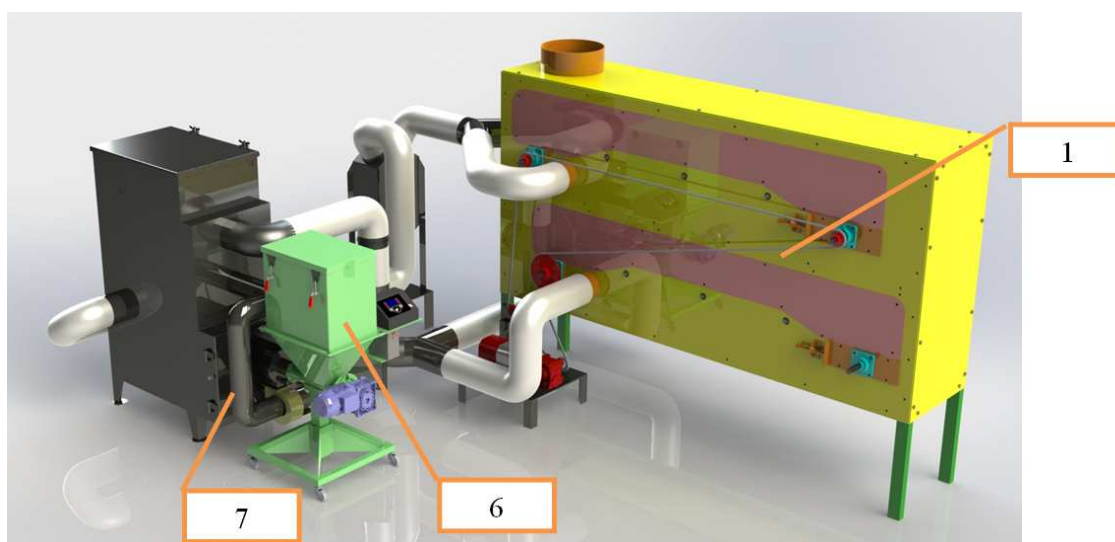
Lītera		Mērogs	Mērogs	
Masa		-kg	1:20	
Lapa		Lapa	Lapas	
2		2		2

Kaltēšanas kameras
siltumizolācijas rāmji

54. att. Siltumizolācijas bloku modifikācijas

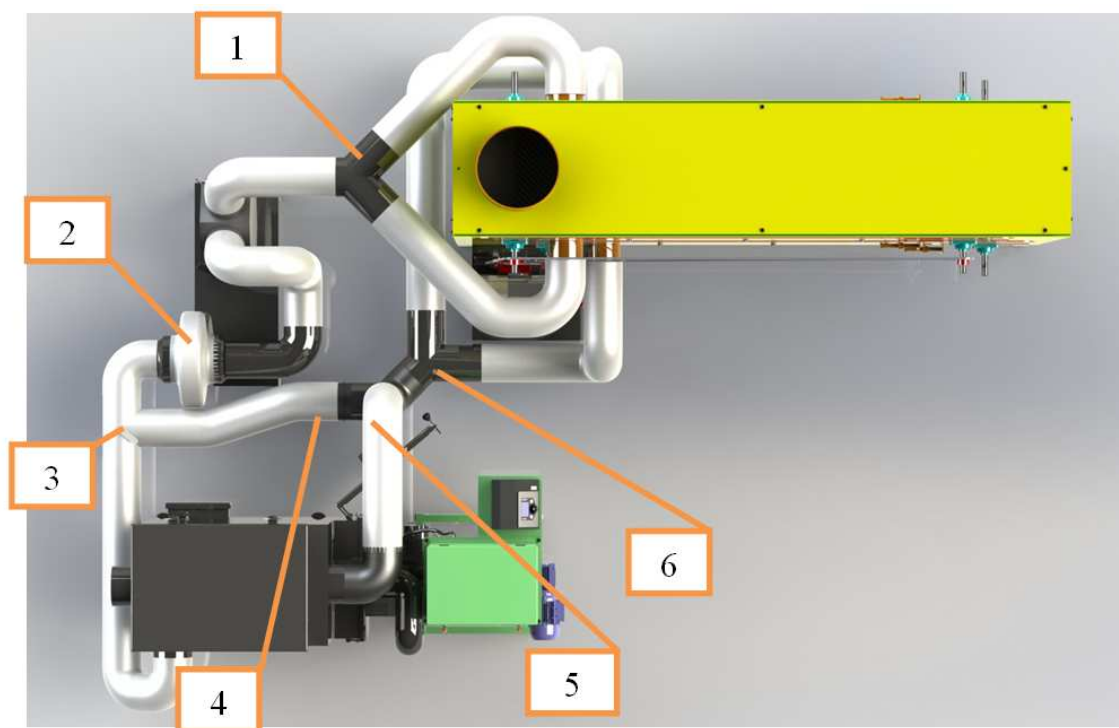
Kaltēšanas eksperimentālā modeļa kaltēšanas aģenta plūsmas cauruļu sistēmu veido lokano vai cietsienu cauruļu sasaiste starp kaltēšanas kameru, enerģijas rekuperatoru, ventilatoru un kurtuvi. Atsevišķs savienojums veidojams arī starp kurtuvi un biomasas degli, lai nodrošinātu degšanas procesu ar iepriekš uzsildītu gaisu, tādā veidā nodrošinot sadegšanas procesa lietderības paaugstināšanu. (55. att.)

Tā kā kaltēšanas aģenta ievade un izvade no kaltēšanas kameras notiek kameras abos sānos, tiek izmantota plūsmas apvienošanas (1) un sadales bikse (6) (56., 57. un 58. att.). Pēc plūsmas apvienošanas tā tiek vadīta uz enerģijas rekuperatoru, kurā tās mitrums tiek kondensēts un enerģija pārvadīta uz atjaunoto siltuma aģentu. Sistēmā aiz rekuperatora tiek montēts kanāla ventilators (2) ar pārējām uz nepieciešamo diametru. Pēc ventilatora seko T gabals ar plūsmas dalītāju, kura uzdevums ir novadīt plūsmu pa mazo loku vai lielo (59., 60. att.). Cauruļu sistēmā gan lielajā, gan mazajā lokā tiek uzstādīti pretplūsmas vārsti, lai nodrošinātu viena virziena plūsmu T gabalā (7). Sekojoši plūsma tiek sadalīta biksē (6) un ievadīta kaltēšanas kamerā.

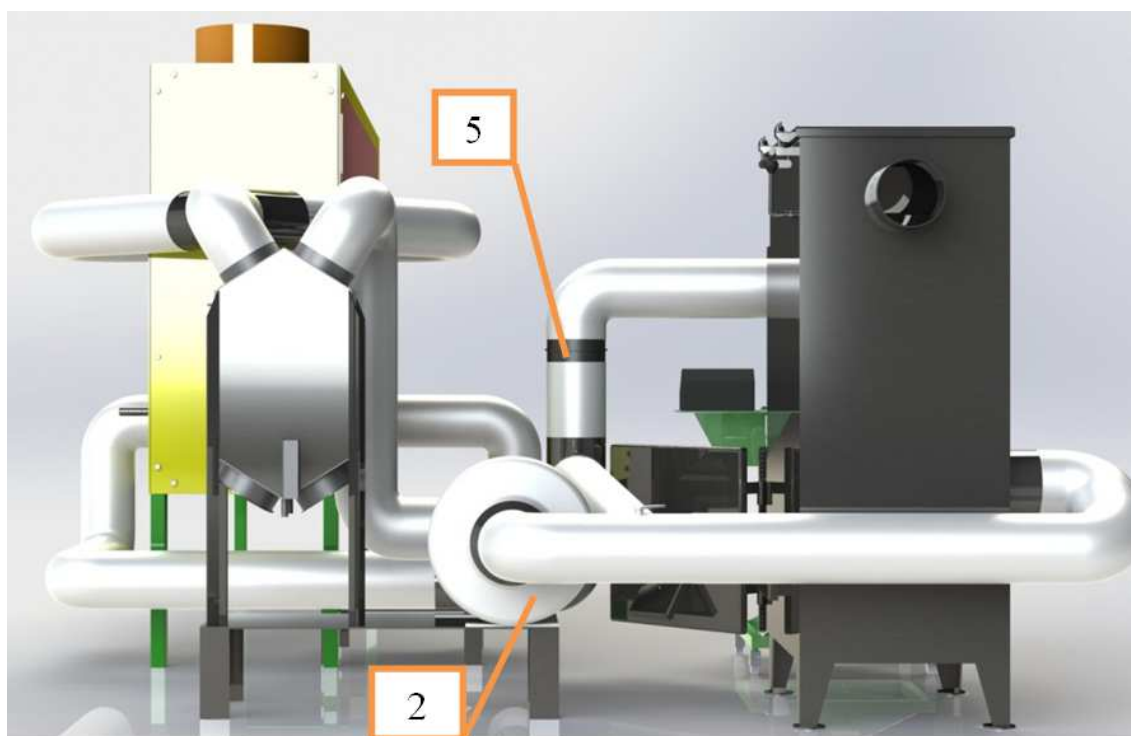


55. att. Eksperimentālai kaltēšanas modelis

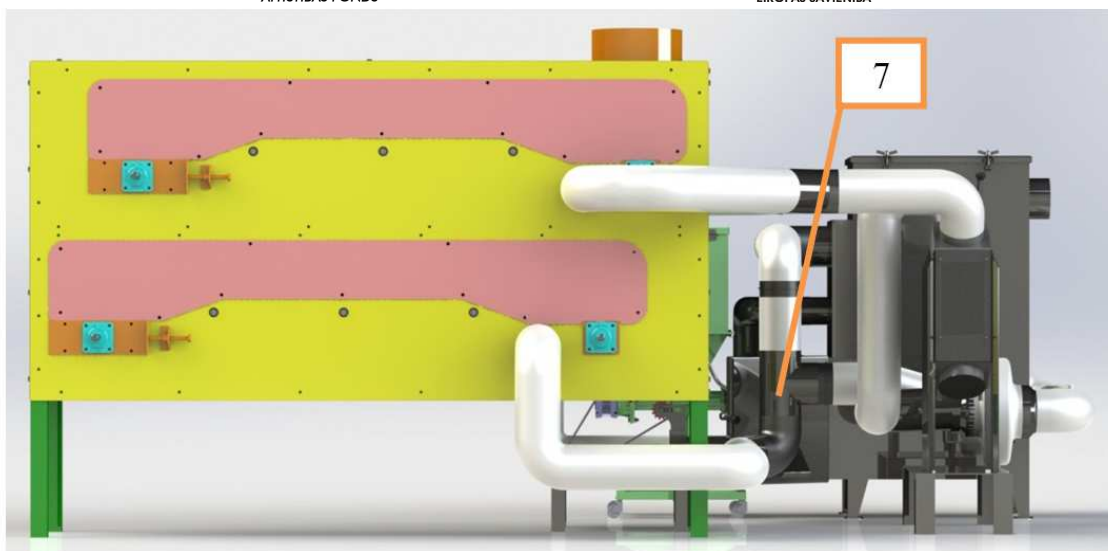
- 1) Kaltēšanas kamera;
- 2) Kaltēšanas aģenta pievadcaurule;
- 3) Kaltēšanas aģenta izvadcaurule;
- 4) Enerģijas rekuperators;
- 5) Kurtuve karstā gaisa ģenerēšanai;
- 6) Biomasas deglis;
- 7) Karstā gaisa pievads biomasas degļa degkamerai.



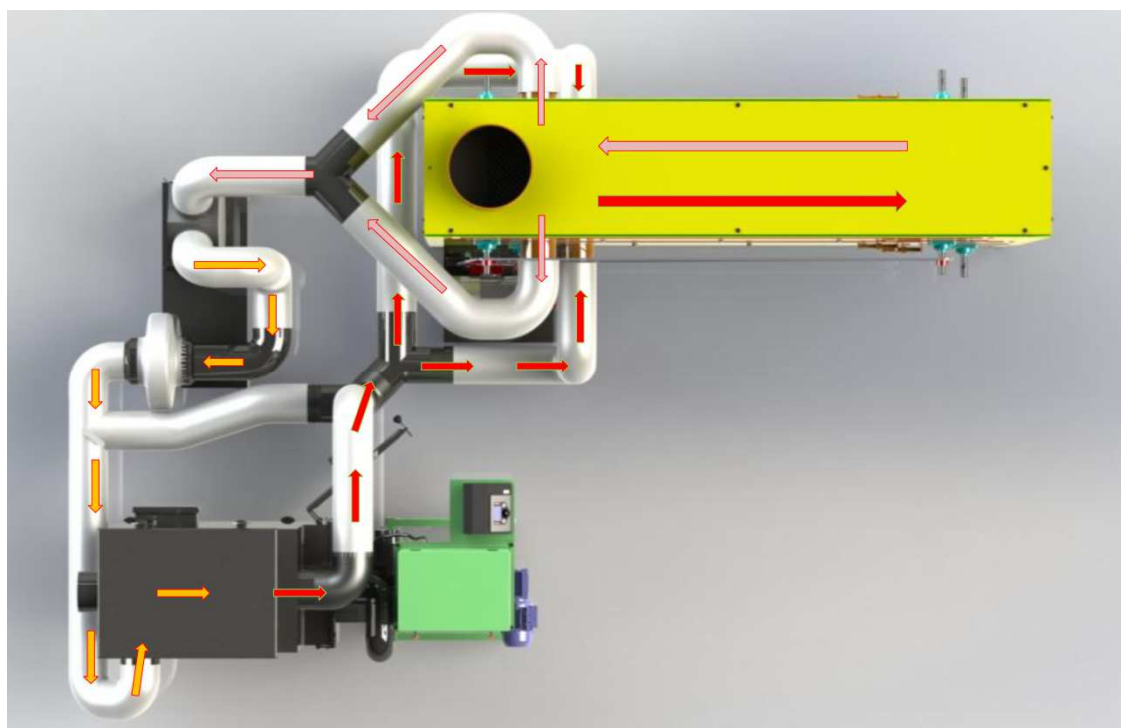
56. att. Eksperimentālai kaltēšanas modelis – skats I



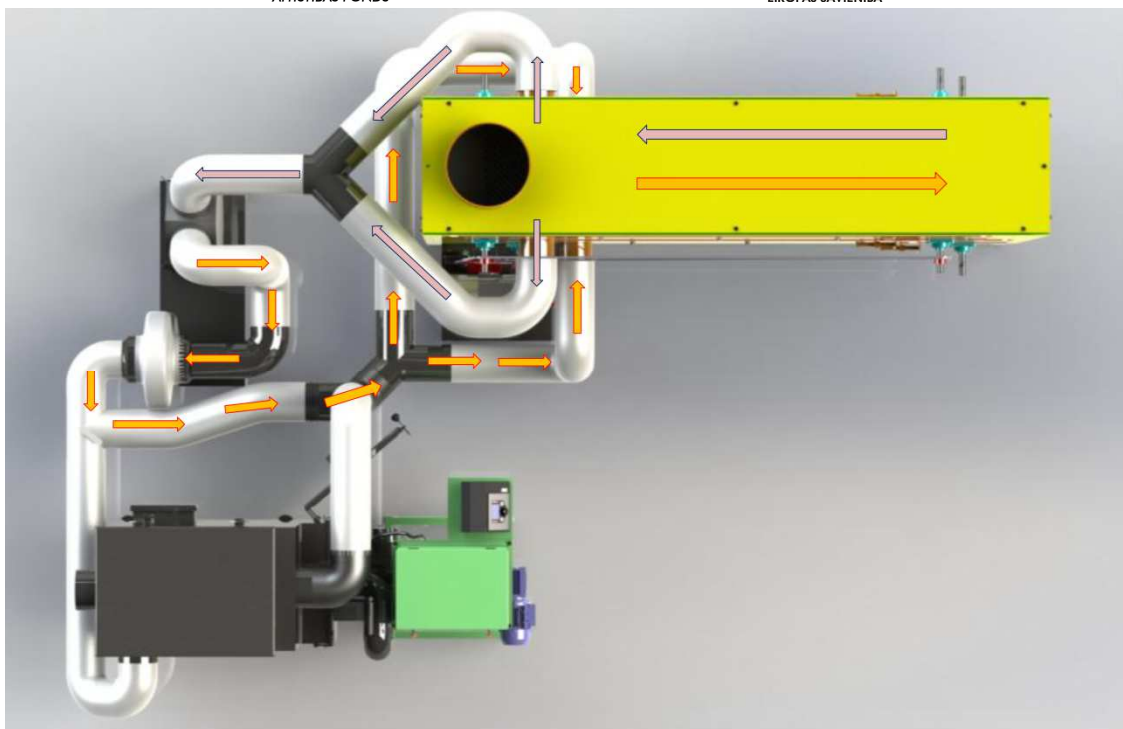
57. att. Eksperimentālai kaltēšanas modelis – skats II



58. att. Eksperimentālai kaltēšanas modelis – skats III



59. att. Lielais loks (ar kaltēšanas aģenta uzsildīšanu kurtuves siltummainī)

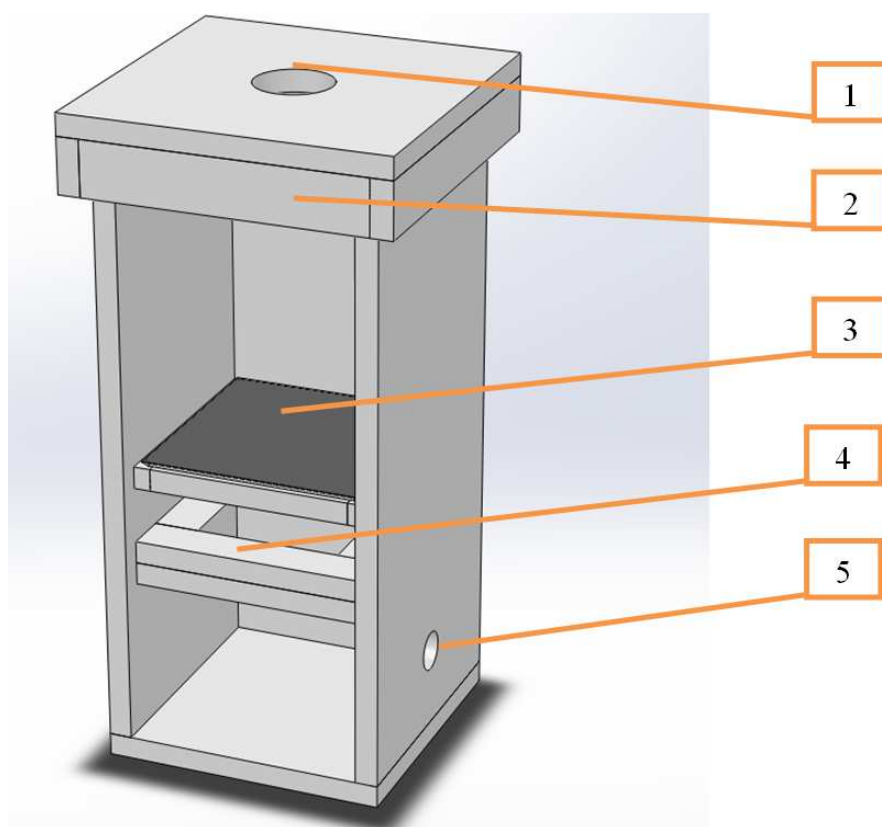


60. att. Mazais loks (bez kaltēšanas aģenta uzsildīšanas kurtuves siltummainī)

7. KALTES ENERGOEFEKTIVITĀTES, SILTUMU ZUDUMU, RAŽĪGUMA U.C. PARAMETRU NOTEIKŠANA

EKSPERIMENTĀLA MITRUMA IZNESES ĀTRUMA NOTEIKŠANA ENERĢĒTISKAJIEM AUGIEM UN KŪDRAI ATKARĪBĀ NO KALTĒJAMĀ MATERIĀLA UN SLĀŅA BIEZUMA

Mitruma izneses ātruma no enerģētiskajiem augiem un kūdras noteikšanai atkarībā no kaltējamā materiāla un slāņa biezuma tiek izstrādāta eksperimentāla kaltēšanas kamera. Kamera pamatā veidota no putu polistirola, kas samazina konstrukcijas svaru un uzlabo siltumizolāciju. Kameru paredzēts pozicionēt uz svariem un kaltēšanas procesa laikā reģistrēt masas izmaiņu laikā.

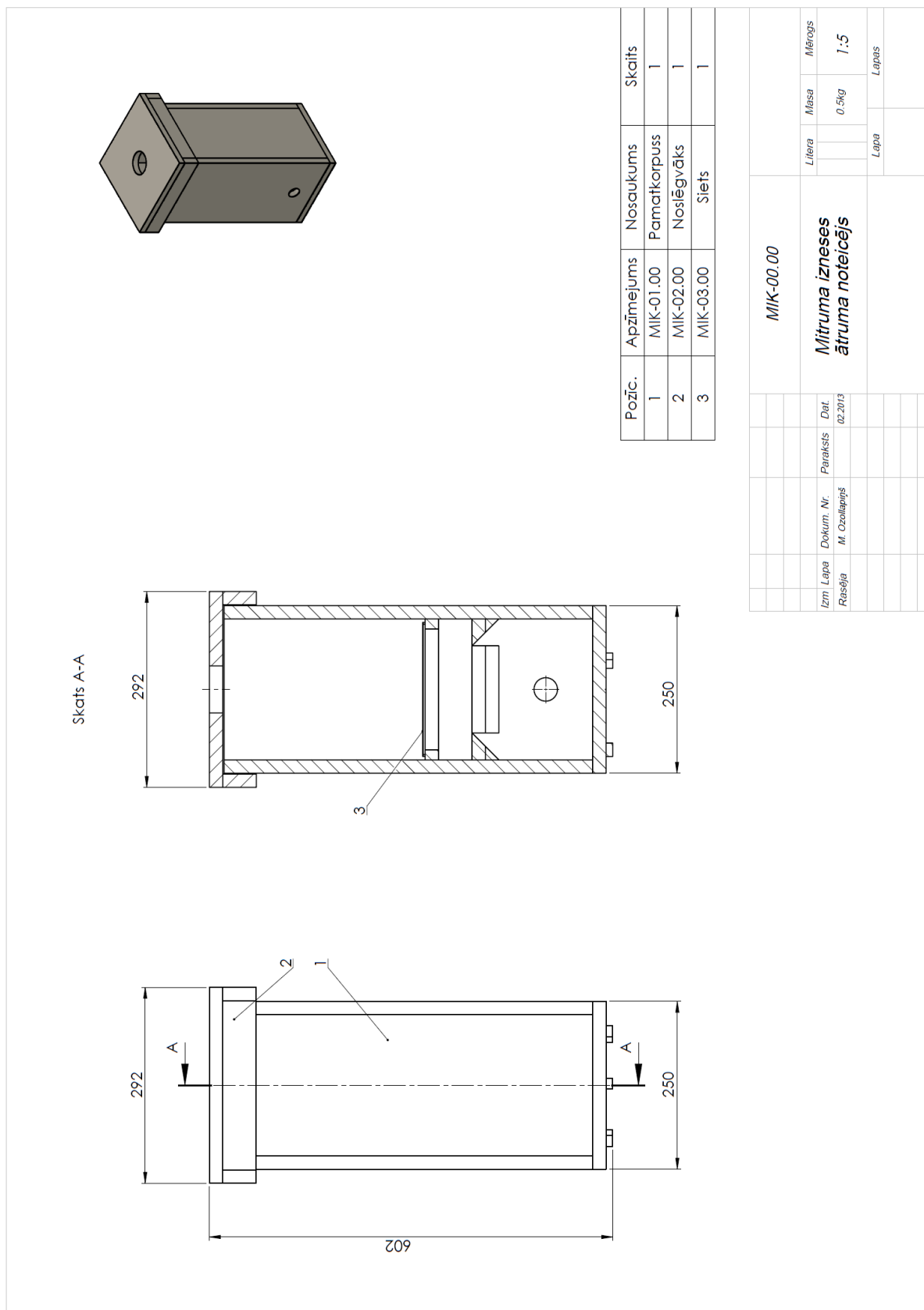


61. att. Eksperimentālā iekārta

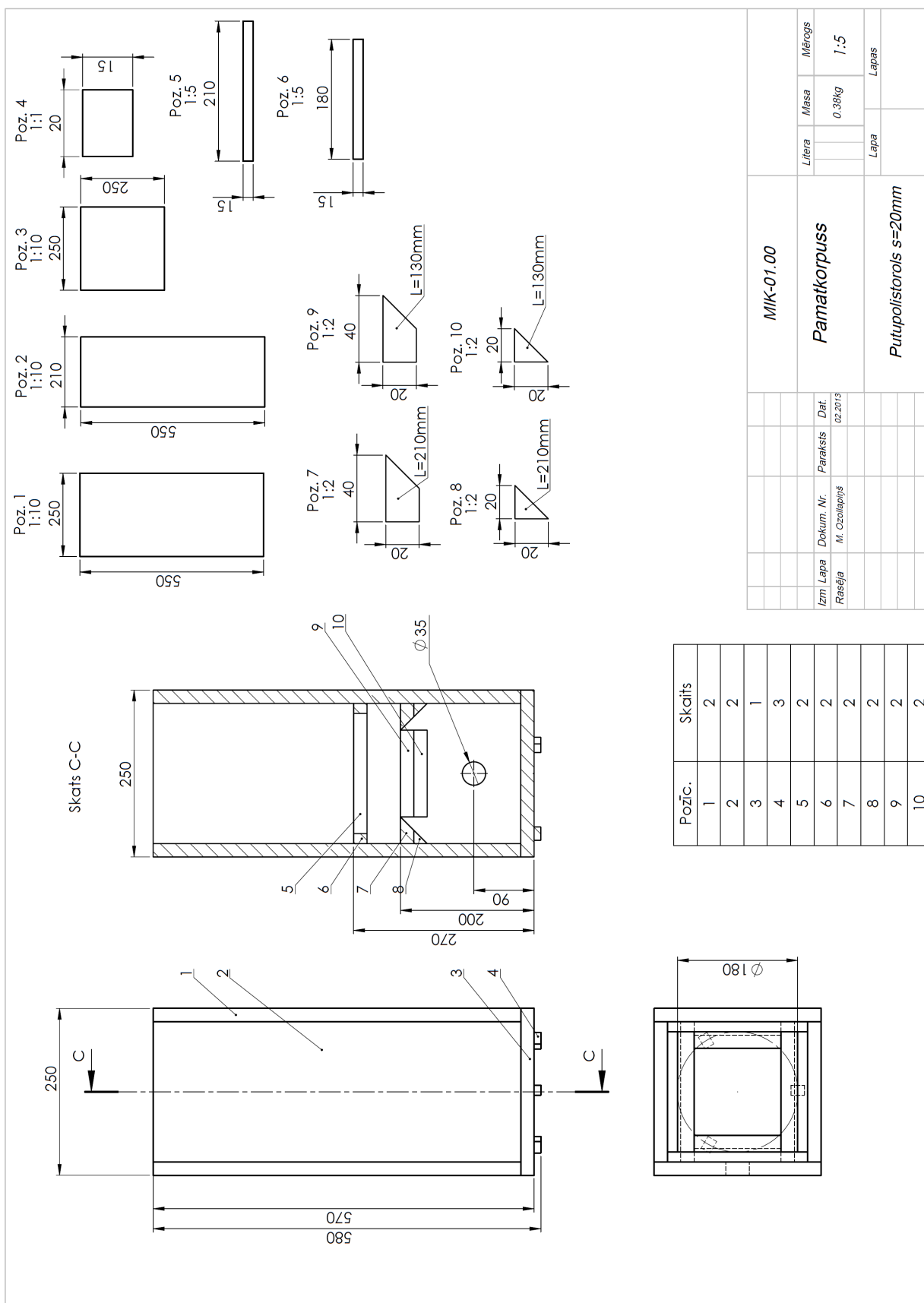
Kameru veido:

- 1) Izplūdes urbums – mitruma un kaltēšanas aģenta izvadīšanai no kameras;
- 2) Noņemams kameras vāks kaltējamā materiāla ievietošanai;
- 3) Nerūsejošā tērauda siets gaisa plūsmai caur to un materiāla novietošanai;
- 4) Gaisa plūsmas vadotnes;
- 5) Karstā kaltēšanas aģenta ieplūdes urbums.

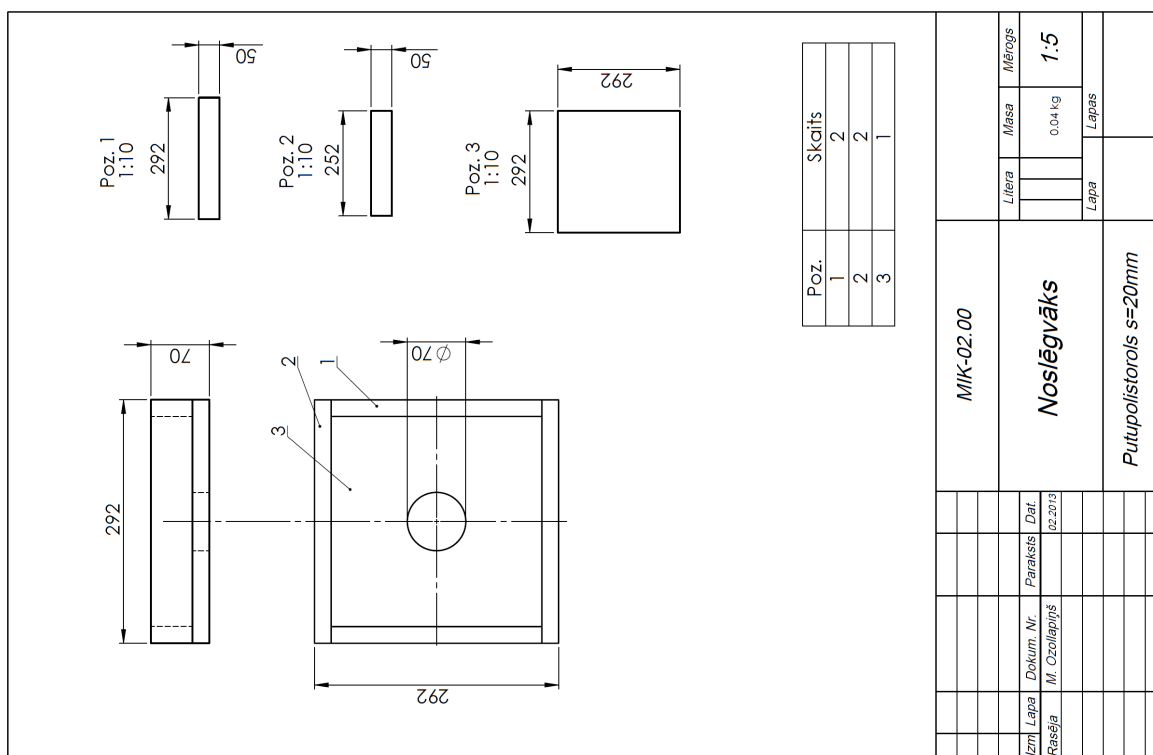
Kā kaltēšanas aģenta – karstā gaisa – avotu izmanto ventilatoru ar sildītāju. Plānotais materiāla slāņa biezums kamerā – no 50-150mm.



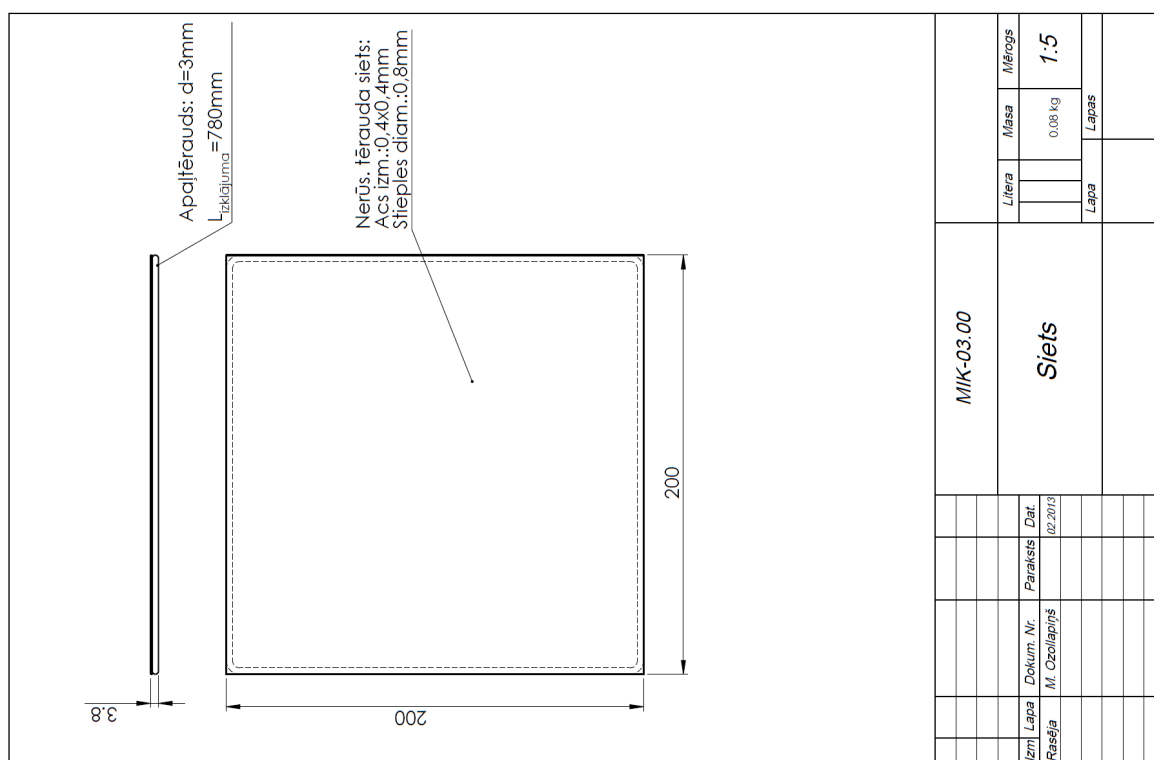
62. att. Kopsalikuma rasējums



63. att. Pamatkorpusa rasējums



64. att. Noslēgvāka rasējums



65. att. Sieta rasējums

Siltumzudumi caur iekārtas putu polistirola konstrukciju uz telpu (ko izraisa iekārtas vidējās temperatūras un telpas gaisa temperatūras starpība) $N_{z.p.}$, tiek aprēķināti pēc formulas:

$$N_{z.p.} = \frac{\lambda \cdot A \cdot \Delta t_p}{\delta} = 65W, \quad (22)$$

kur λ – putu polistirola īpatnējā siltumvadītspēja, $0.05 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$;
 δ – siltumizolācijas biezums, 0.02 m ;
 A – kolektora ārsienu virsmas laukums, 0.65 m^2 ;
 Δt_p – temperatūru starpība $t_{\text{vid}} = t_{\text{telpas}} - t_{\text{kameras}} = 40^\circ\text{C}$.

KALTĒŠANAS EKSPERIMENTĀLĀ MODEĻA KURTUVES FUNKCIONĀLĀ PĀRBAUDE DEGŠANAS REŽIMĀ UN EKSPERIMENTĀLA SILTUMA JAUDAS NOTEIKŠANA



66. att. Temperatūras mērījumi funkcionālajā pārbaudē

Konvektīvā siltumatdeve no siltummaiņas virsmas apkārtējā vidē:

$$Q = \alpha_d \cdot (t_1 - t_2) \cdot S_v; \quad (23)$$

kur, α_d – virsmas vidējais siltumatdeves koeficients, pieņem $\alpha_d = 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;
 t_1 – vidējā virsmas temperatūra, K;
 t_2 – vidējā gaisa temperatūra virsmas tuvumā, K;
 S_v – virsmas laukums, m^2 .

Mērīšanas virsma	Virsmas laukums, m ²	Vidējā virsmas temperatūra t ₁ , °C	Temperatūra virsmas tuvumā t ₂ , °C	Temperatūru starpība	Virsmas siltumatdeves jauda, W
Durvis	0.25	114	35	79	988
Aizmugures virsma	0.55	30	20	10	275
Priekšdaļas augša	0.26	116	30	86	1118
Priekšdaļas apakša	0.05	260	45	215	538
Virsma	0.33	99	30	69	1139
Sāna priekšējā puse	0.4	130	25	105	2100
Sāna aizmugures puse	0.4	56	25	31	620
				Kopā	6.8kW

Ģenerētais karstais gaiss:

$$Q = v \cdot c \cdot (t_{izpl.} - t_{iepl.}) = 69972 kJ \quad (24)$$

kur, V – ģenerētā karstā gaisa daudzums, V = 980m³;
c – gaisa siltumietilpība, c_{gaisam} = 1.05kJ/kgK;
t_{iepl.} – ģeneratorā ieplūstošā gaisa temperatūra, t_{iepl.} = 10°C;
t_{izpl.} – no ģeneratora izplūstošā gaisa temperatūra, t_{izpl.} = 78°C

Ģeneratora jauda:

$$P_1 = \frac{Q}{s} = 19.43 kW; \quad (25)$$

kur, s – karstā gaisa ģenerēšanas laiks, s=3600s;
Kurtuves sadedzināšanas jauda P₂ – 28kW.

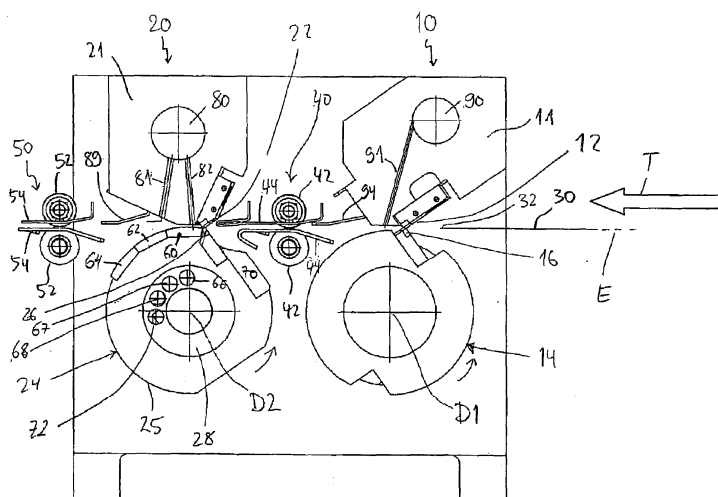
8. DOZĒŠANAS PROCESA TEORĒTISKĀ IZPĒTE

PATENTSPĒJĪGA DOZATORA –GARUMOTĀJA KONSTRUKCIJA

Iepriekšējos periodos veiktie teorētiskie un eksperimentālie pētījumi parādīja, ka, lai iegūtu kvalitatīvas biomasas briketes, nepieciešams nodrošināt stiebru materiālu garumošanu ar daļiņu izmēru no 5 līdz 15 cm un šo daļiņu dozēšanu sakārtojot tās paralēli citu citai briketētāja ieejā. Tika izstrādāta un eksperimentāli aprobēta garumotāja konstrukcija ar diviem pretējos virzienos rotējošiem rotoriem, kuros nostiprināti griezējnaži [1].

Lai izstrādātu dozatora – garumotāja patentspējīgu konstrukciju, tika veikti patentu literatūras pētījumi ar mērķi atrast izgudrojuma prototipu.

Izgudrojuma prototipam vislabāk atbilst ASV patents Nr. US 2007/0234863 A1 un EP1837137 (A1), IPCI B26D 7/06 „Garumošanas ierīce un metode tās vadībai” (67. att.).



67. att. Garumošanas ierīces shēma

Ierīce sastāv no diviem identiskiem griezējiem, kas novietoti viens aiz otra [2]. Katrs griezējs satur vienu rotējošu nazi 16 un 26 un nerotējošu pretgriezējnaži 12 un 22. Šī ierīce ir principiāli līdzīga izstrādātajam dozatoram – garumotājam, bet tā nav piemērota stiebru materiālu garumošanai. Mūsu piedāvātā ierīce satur divus pretējos virzienos rotējošus nažus, kuru asmeņi saskaras un veic materiāla griešanu.

Analizējot šo prototipu, tika izstrādāts patenta pieteikums „Stiebru materiālu dozators – garumotājs”. Dozatora – garumotāja eksperimentālais modelis ir izgatavots un tā darbība eksperimentāli pārbaudīta.

Patenta pieteikums

Autori

Dainis Ancāns**Imants Nulle****Aivars Kaķītis**

Kopsavilkums: Izgudrojums attiecas uz lauksaimniecības produkcijas pārstrādes iekārtām un ir izmantojams stiebru materiālu (niedru, salmu, kaņepju) sagarumošanai noteikta garuma daļās un sagarumotās masas padeves regulēšanai. Izgudrojuma novitāti nodrošina tas, ka griezējnaži ir nostiprināti uz diviem sinhroni pretējos virzienos rotējošiem rotoriem. Garumotājs izmantojams galvenokārt stiebru biomasas sagarumošanai noteikta izmēra daļās un to dozētas padeves nodrošināšanai biomasu kurināmā briķešu ražošanā.

Stiebru materiālu dozators - garumotājs

Izgudrojums attiecas uz lauksaimniecības produkcijas pārstrādes iekārtām un ir izmantojams stiebru materiālu (niedru, salmu, kaņepju) sagarumošanai noteikta garuma daļās un sagarumotās masas padeves regulēšanai. Garumotājs izmantojams galvenokārt stiebru biomasas sagarumošanai noteikta izmēra daļās un to dozētas padeves nodrošināšanai biomasu kurināmā briķešu ražošanā.

Ir zināma ierīce „Garumošanas ierīce un metode tās vadībai” (Amerikas patents Nr. US 2007/0234863 A1, IPCI B26D 7/06), kura paredzēta plāna plākšņu materiāla sagarināšanai noteikta izmēra gabalos un to transportēšanai. Ierīces griezējmehānisms sastāv no diviem rotējošiem nažiem un diviem nekustīgiem nažiem – pretgriezējiem.

Minētajai ierīcei piemīt trūkums, ka tā nenodrošina stiebru materiālu garināšanu un padevi.

Izgudrojuma mērķis ir ierīces funkcionālo spēju paplašināšana, kas nodrošinātu stiebru materiālu garināšanu noteikta izmēra daļiņās un to padevi, sakārtotā veidā, briķetētājā.

Izgudrojuma mērķis tiek sasniegts izveidojot griezējmehānismu ar diviem rotējošiem nažiem, kuri rotē pretējos virzienos un griešanas momentos to asmeņi pārvietojas viens otram pretim. Naži nostiprināti rotoros, kas veic arī materiāla padevi un nodrošina tā dozēšanu.

Ierīces uzbūve redzama Fig. 1. Garumotājs sastāv no diviem rotoriem 1, ar izgriezumos nostiprinātiem nažiem 2, smalcināmā materiāla 3 padeves ruļļiem 4 un izvadkanāla 5.

Ierīces darbība notiek sekojoši. Smalcināmais stiebru materiāls 3 tiek padots padeves ruļļos 4, kuri to pārvieto uz rotoriem 1. Rotoru griešanās rezultātā nažu 2 asmeņi nonāk kontaktā un nocērt stiebru materiālu. Atdalītā materiāla daļiņas pārvieto naži un tās tiek izsviestas izvadkanālā 5.

Daļiņu garums ir atkarīgs no rotoru diametra un nažu skaita. Materiāl padevi nosaka padeves ruļļu un rotoru griešanās ātrums. Izmainot šos parametru iespējams dozēt materiāla padevi.

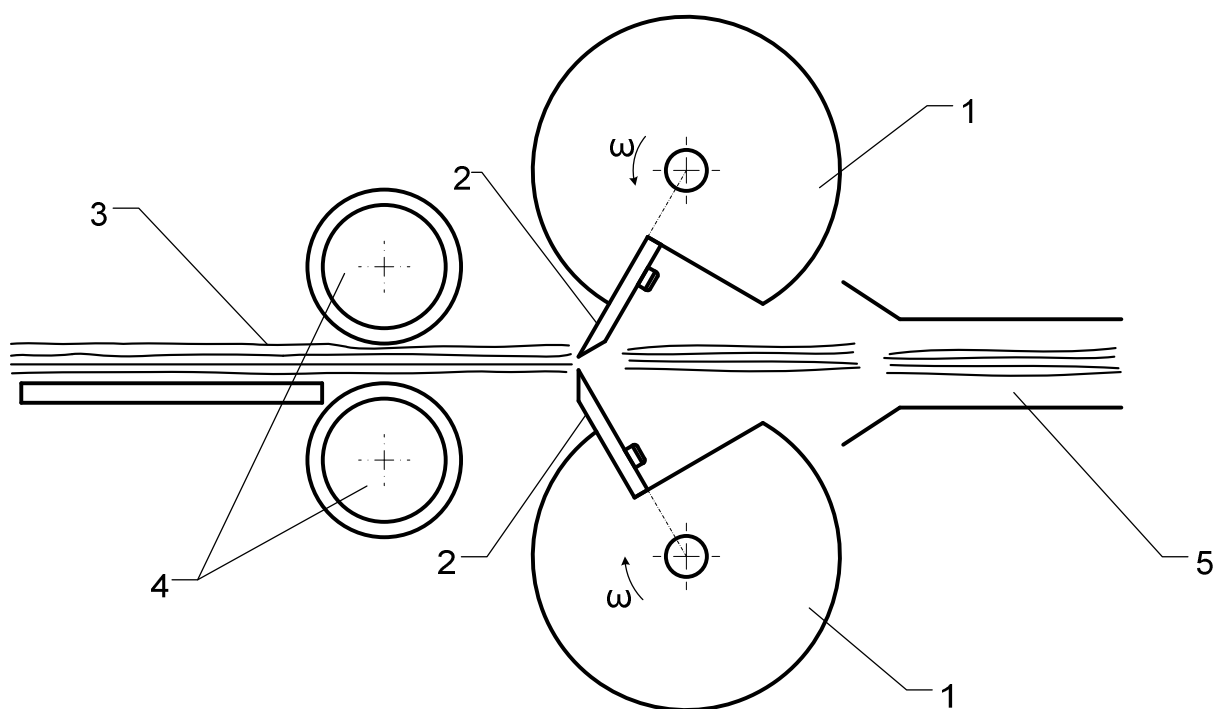


Fig. 1

Pretenzija

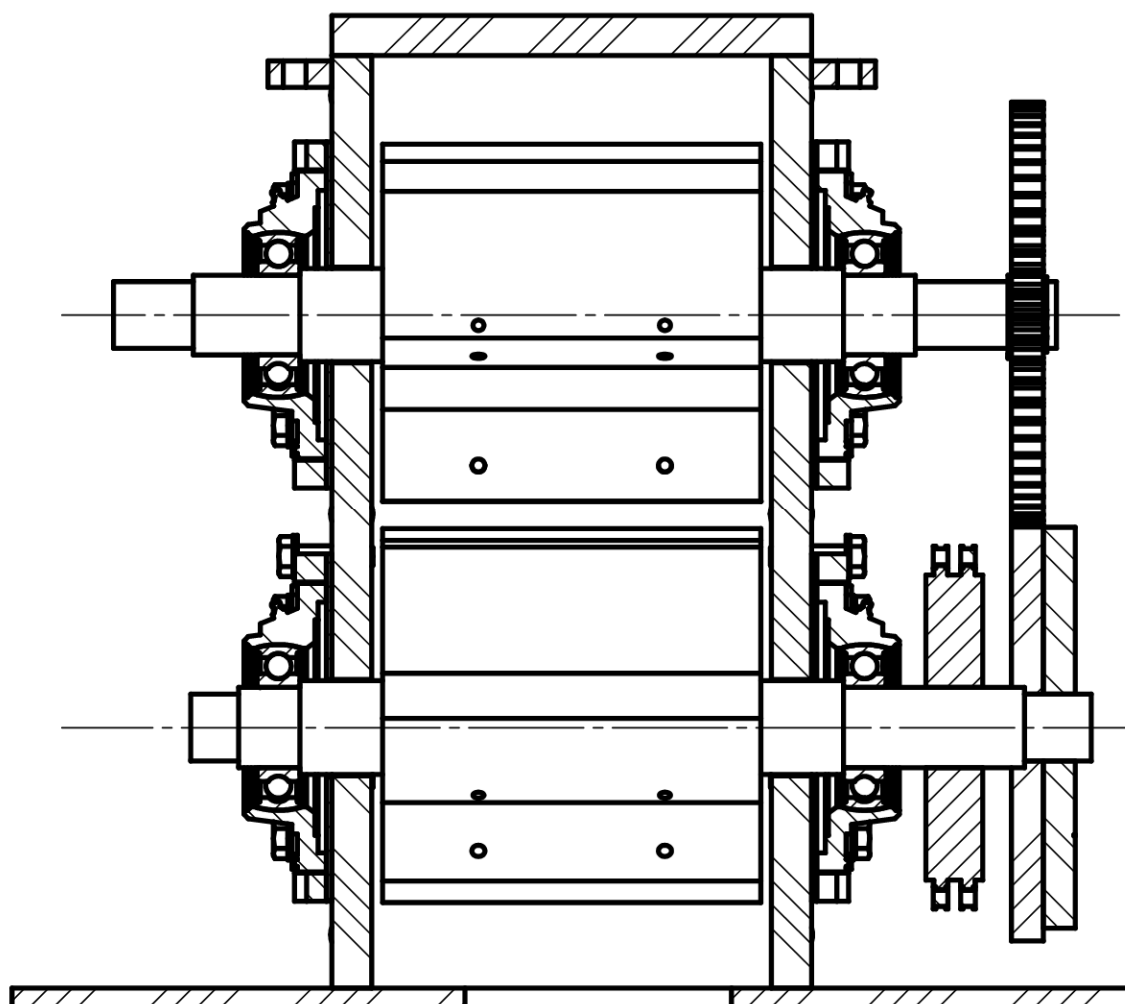
Stiebru materiāla dozators garumotājs, kas satur vienu rotējoši nazi un vienu nekustīgu pretgriezējnazi, atšķiras ar to, ka, ar mērķi paplašināt funkcionālās iespējas, naži ir nostiprināti uz diviem sinhroni pretējos virzienos rotējošiem cilindriem, kuriem smalcināmā masa tiek padota ar diviem ruļļiem, kas nosaka padeves daudzumu.

Izmantotā literatūra

1. Aivars Kakitis, Imants Nulle, Dainis Ancans. (2012) GEOMETRIC AND KINEMATIC PARAMETERS OF BIOMASS CUTTER Engineering for rural development: Proceedings of 11th International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering Jelgava: LUA, pp. 251-256.
2. Patents EP1837137 (A1), tiešsaistes resurss
http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/description?CC=EP&NR=1837137B1&KC=B1&FT=D&ND=3&date=20100602&DB=EPODOC&locale=en_EP , skatīts 02.12.2012.

9. DOZATORA KONSTRUKCIJAS IZSTRĀDE. DOZATORA EKSPERIMENTĀLĀ MODEĻA IZSTRĀDE.

GULTŅU IZVĒLE UN PARAMETRU NOTEIKŠANA



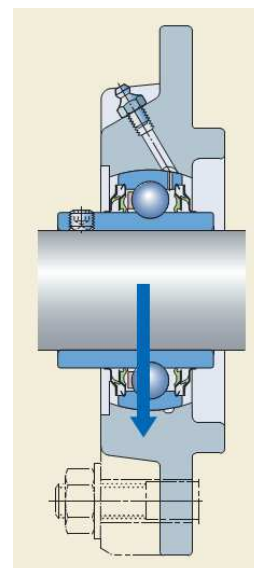
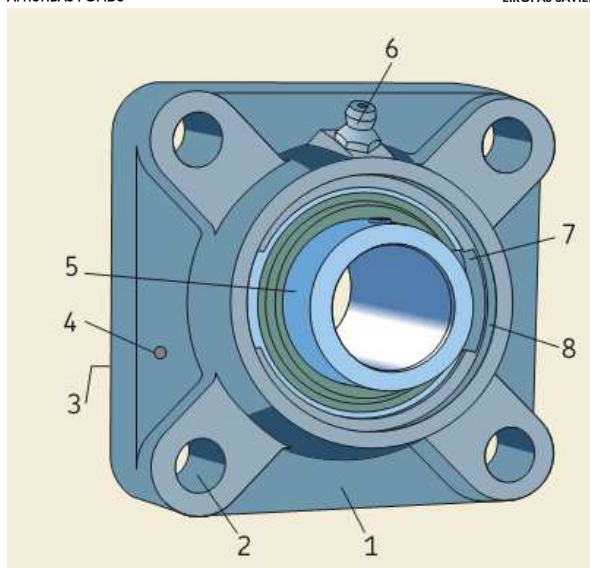
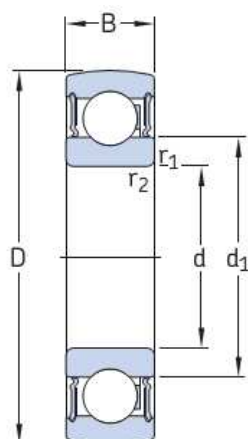
68. att. Dozatora modelis

Pieņemama, ka rotoru MAX griešanās ātrums būs $n=500 \text{ apgr./min}$; Radiālā slodze $F_r=400 \text{ N}$; Aksiālā slodze $F_a=0 \text{ N}$;

Gultņu izvēle

Vārpstu uzstādām uz lodīšu gultņiem. Pēc vārpstas diametra $d=30 \text{ mm}$

Pieņemam vieglas sērijas SKF radiālos lodīšu gultņus 1726206 ar FY 506 korpusu,
69. att.



69. att. Gultnis

1 - flanča tipa čuguna korpuss, 2 - stiprinājuma urbumi, 3 - korpusa aizmugures plakne ar vai bez centrēšanas padziļinājumu, 4 - lējuma padziļinājums, 5 - Y-gultnis, 6 - ziežvārsts, 7 - gultņa montāžas sprauga, 8 gala vāka padziļinājums

Lai samazinātu vārpstas garumu, izvēlēti ir Y – tipa radiālo lodīšu gultņi ar standarta iekšējo gredzenu. Tā kā vārpstas diametrs gultņa sēžas vietā ir 30 mm, tad no tabulas izvēlēti gultņi **1726206-2RS1**. Rotori nepārsniegs norādīto limitēto rotācijas ātrumu – 7500 apgr./min un dinamisko slogojumu – 19.5 kN.

Dimensions					Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	B	d ₁	r _{1,2} min	C	C ₀				
mm					kN		kN	r/min	kg	–
17	40	12	24,2	0,6	9,56	4,75	0,2	12 000	0,056	1726203-2RS1
20	47	14	28,5	1	12,7	6,55	0,28	10 000	0,095	1726204-2RS1
25	52	15	34	1	14	7,8	0,335	8 500	0,11	1726205-2RS1
	62	17	36,6	1,1	22,5	11,6	0,49	7 500	0,20	1726305-2RS1
30	62	16	40,3	1	19,5	11,2	0,475	7 500	0,18	1726206-2RS1
	72	19	44,6	1,1	28,1	16	0,67	6 300	0,30	1726306-2RS1
35	72	17	46,9	1,1	25,5	15,3	0,655	6 300	0,25	1726207-2RS1
	80	21	49,6	1,5	33,2	19	0,815	6 000	0,40	1726307-2RS1

70. att. Gultņa parametri (no SKF gultņu rokasgrāmatas)

- ✓ d = 30 mm
- ✓ D = 62 mm
- ✓ B = 16 mm
- ✓ e = 0,19 mm (min)
- ✓ C₀ = 11.2 kN – statiskā nestspēja
- ✓ C = 19.5 kN – dinamiskā nestspēja
- ✓ r/min = 7500 – ierobežojošais rotācijas ātrums

Ekvivalentā dinamiskā slodze

$$P = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_T K_\sigma K_T \quad (26)$$

kur: P - Ekvivalentā dinamiskā slodze [kN],
Fr - gultņa faktiskā radiālā slodze [kN],
Fa - gultņa faktiskā aksiālā slodze [kN],
X - gultņa radiālās slodzes koeficients,
Y - gultņa aksiālās slodzes koeficients,
 $K_T = 1$ – temperatūras koeficients;
 $K_\sigma = 1$ – dinamiskuma koeficients.

Tā kā aksiālo slodžu nav, tad:

$$P = F_r \cdot K_T K_\sigma K_T = 0.4 \cdot 1 \cdot 1 = 0.4 \text{ kN} \quad (27)$$

Noslogotākā gultņa faktiskā ilgizturība stundās

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \left(\frac{195000}{0.4} \right)^3 = 1.159 \cdot 10^8 \text{ miljoniem apgriezieni} \quad (28)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 500} \cdot \left(\frac{195000}{0.4} \right)^3 = 3.862 \cdot 10^9 \text{ h} \quad (29)$$

kur: L_{10} = gultņa darbmūžs (pie 90% ticamības), miljoniem apgriezieni;
 L_{10h} = gultņa darbmūžs (pie 90% ticamības), darbības stundas;
C = pamata dinamiskā slodze, kN
P = ekvivalentā dinamiskā slodze, $P = F_r$, kN
n = rotācijas ātrums, apgr/min

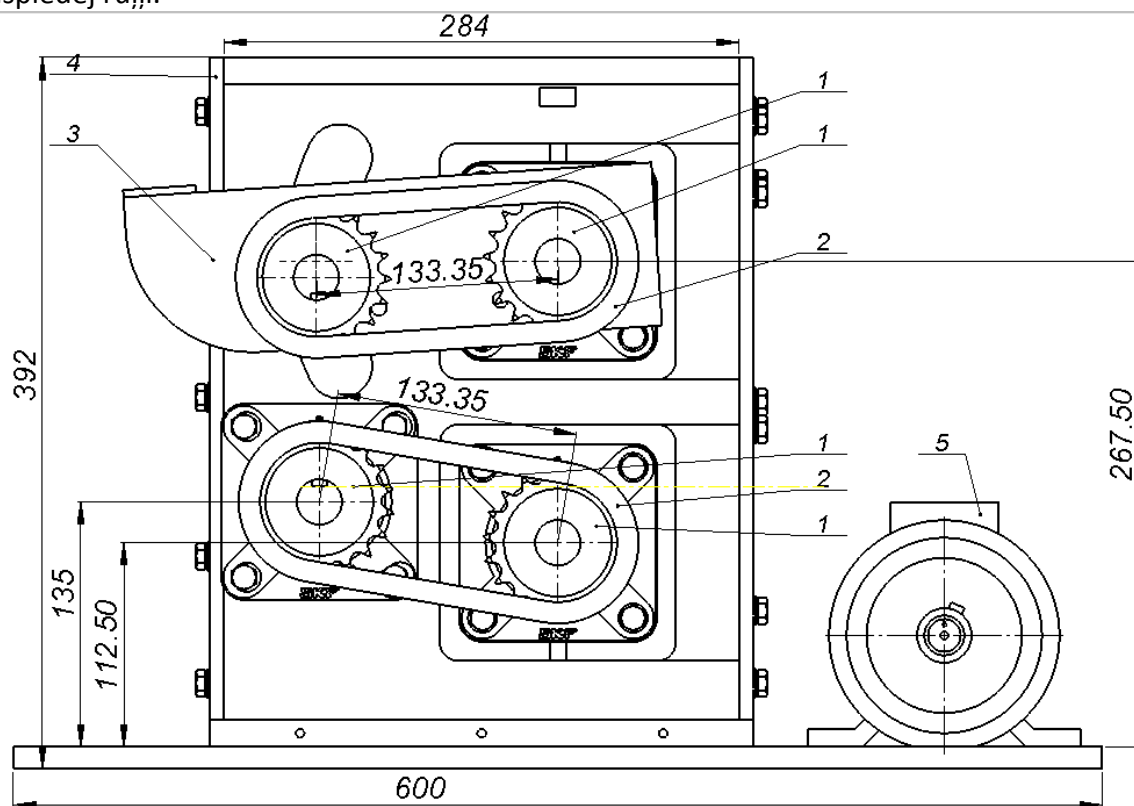
Guideline values of requisite basic rating life L_{10h} for Y-bearings and Y-bearing units	
Type of machine	Requisite basic rating life L_{10h} operating hours
Machines used for short periods or intermittently	
Agricultural and ancillary transport equipment	1 000 to 2 000
Other agricultural equipment	4 000 to 8 000
Machines used 8 hours per day but not always fully utilized	
Belt conveyors	12 000 to 20 000
Machines used 8 hours per day and fully utilized	
Light duty fans, textile machinery	20 000 to 30 000

71. att Rekomendējamā ilgizturība L_{10h} Y – tipa gultņiem

Izvēlēto gultņu aprēķinātais darbmūžs ir lielāks nekā rekomendētais. Tā rezultātā izvēlētie gultņi atbilst vēlamajai konstrukcijai.

KĒDES PĀRVADA UN ZOBRATU IZVĒLE DOZATORA MODELA IZVEIDEI.

Lai masa vieglāk tiktu padota uz griezējrotoriem, dozatora konstrukcijā ir paredzēti saspiedēji rulli.



72. att. Dozatora modelis: 1 - zobrats, 2 - ķēde, 3 - korpuss,
4 - piespiedēj rulla vadotne, 5 - elektromotors

Šos saspiedēj – padeves ruļļus piedzen no darba vārpstām ar griezēj rotoriem. Piedziņai tika izvēlēts kēdes pārvads.

Pēc analizētās informācijas zinātniskajā literatūrā izsecināts, ka vidēji, lai cirstu vienu niedres stiebru ir nepieciešama 2,9 W liela jauda. Savukārt eksperimentos noteiktā maksimālā jauda ir 8,75 W uz niedres stiebru. Dzinēja izvēle tiek pamatota uz eksperimentāli iegūto maksimālo jaudu, kas ir nepieciešama, lai cirstu vienu stiebru.

Eksperimentāli tika noteikts, ka nogriežņamajā šķērsgrīzumā vidēji ietilpst 33 niedru stiebi.

Vienam cirtienam nepieciešamo jaudu aprēķina pēc formulas (30):

$$N = n_s \cdot N_1 = 33 \cdot 8.75 = 288.75 \text{ W} \quad (30)$$

kur; N – vienam cirtienam nepieciešamā mehāniskā jauda, W ;

n_s – nogriežamo niedru skaits;

N_1 – viena stiebra pārciršanai nepieciešamā maksimālā jauda, W.

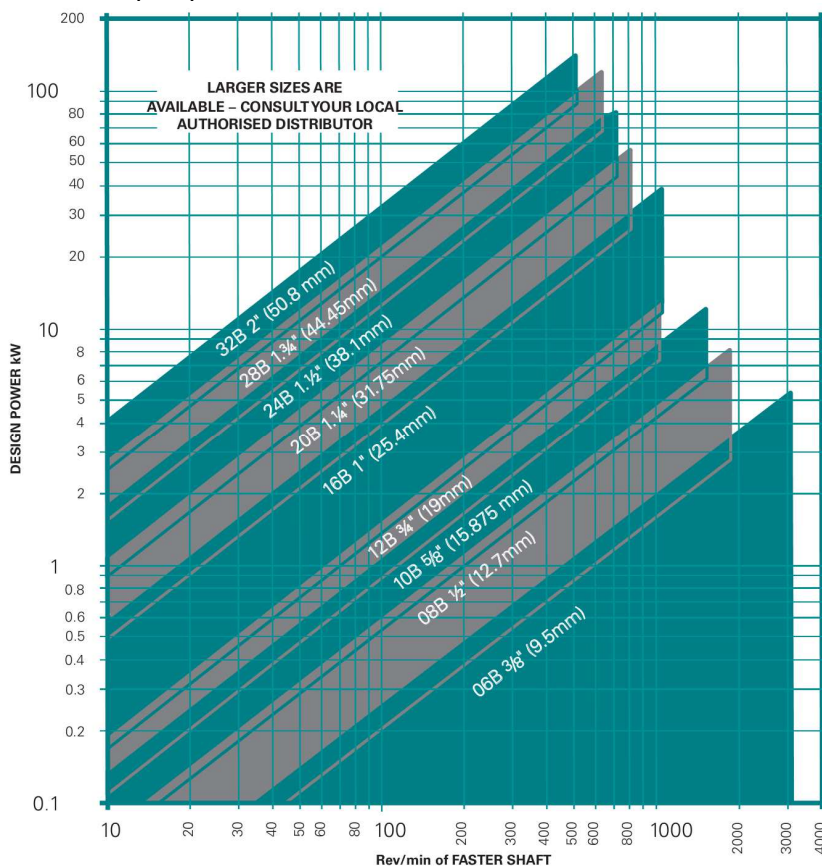
Pieņemam, ka dozatora lietderības koeficients ir 0,5. Koeficients ievērtē visus zudumus, kas rodas elektriskajai jaudai pārejot mehāniskajā t.i. vienam cirtienam nepieciešamajai jaudai. Nepieciešamā elektromotora jaudu aprēķina pēc formulas (31):

$$P = \frac{N}{\eta} = \frac{288.75}{0.5} = 577.5 \text{ W} \quad (31)$$

Kur: P – elektrodzinēja jauda, W;
η – garinātāja lietderības koeficients;
N – vienam cirtienam nepieciešamā mehāniskā jauda, W.

Aprēķiniem izvēlamies EPM25 hidromotoru līdz 4.5 kW izejas jaudu un ar izejošās vārpstas paredzēto Max griešanās frekvenci $n=1600$ apgr./min. Motora frekvence ir iespējam regulēt no MIN 20apgr./min – līdz MAX 1600 apgr./min.

Izejot no eksperimentiem nepieciešamās motora pārvadītās jaudas un apgriezieniem, izvēlos ķēdi un zobratu tipus pēc 73. attēla.



73. att. Zobratu un ķēdes izvēles līknes

No attēla pēc attīstītās jaudas un apgriezieniem piemēroti ir 06B (solis 9.525) tipa ķēde ar zobratņiem.

Lai zobрати savstarpēji nesaskartos un netraucētu citām konstrukcijas daļām, tiek izvēlēti pēc iespējas mazāki zobрати ar attiecīgo ķēdi (74. att).

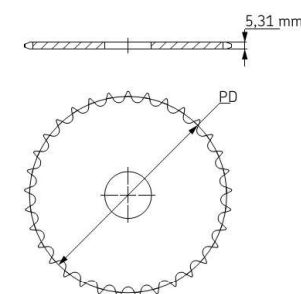
ISO 06B-1 9,525 mm Pitch

Pilot bore Type B – Steel/Cast

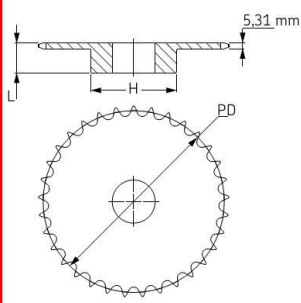
Type A – Steel

No. Teeth	Pitch Diameter	Type	Bore	Hub	Weight	Designation	No. Teeth	Pitch Diameter	Type	Bore	Weight	Designation
	mm		Min Max	H L	kg			mm		Stock	kg	
8	24,89	B	6 6	15+ 20	0,03	PHS 06B-1B8	8	24,89	A	6	0,02	PHS 06B-1A8
9	27,85	B	8 8	18+ 20	0,04	PHS 06B-1B9	9	27,85	A	8	0,02	PHS 06B-1A9
10	30,82	B	8 8	20 20	0,06	PHS 06B-1B10	10	30,82	A	8	0,02	PHS 06B-1A10
11	33,80	B	8 8	22 25	0,08	PHS 06B-1B11	11	33,80	A	8	0,03	PHS 06B-1A11
12	36,80	B	8 10	25 25	0,10	PHS 06B-1B12	12	36,80	A	8	0,04	PHS 06B-1A12
13	39,79	B	10 12	28 25	0,12	PHS 06B-1B13	13	39,79	A	8	0,05	PHS 06B-1A13
14	42,80	B	10 15	31 25	0,15	PHS 06B-1B14	14	42,80	A	8	0,05	PHS 06B-1A14
15	45,81	B	10 18	34 25	0,19	PHS 06B-1B15	15	45,81	A	8	0,06	PHS 06B-1A15
16	48,82	B	10 20	37 28	0,24	PHS 06B-1B16	16	48,82	A	10	0,07	PHS 06B-1A16
17	51,83	B	10 23	40 28	0,29	PHS 06B-1B17	17	51,83	A	10	0,07	PHS 06B-1A17
18	54,85	B	10 26	43 28	0,33	PHS 06B-1B18	18	54,85	A	10	0,08	PHS 06B-1A18
19	57,87	B	10 28	45 28	0,37	PHS 06B-1B19	19	57,87	A	10	0,09	PHS 06B-1A19
20	60,89	B	10 28	46 28	0,39	PHS 06B-1B20	20	60,89	A	10	0,10	PHS 06B-1A20
21	63,91	B	12 30	48 28	0,42	PHS 06B-1B21	21	63,91	A	10	0,11	PHS 06B-1A21
22	66,93	B	12 35	50 28	0,46	PHS 06B-1B22	22	66,93	A	10	0,13	PHS 06B-1A22
23	69,95	B	12 35	52 28	0,50	PHS 06B-1B23	23	69,95	A	10	0,14	PHS 06B-1A23
24	72,97	B	12 35	54 28	0,54	PHS 06B-1B24	24	72,97	A	10	0,15	PHS 06B-1A24
25	76,00	B	12 40	57 28	0,60	PHS 06B-1B25	25	76,00	A	10	0,17	PHS 06B-1A25
26	79,02	B	12 40	60 28	0,67	PHS 06B-1B26	26	79,02	A	10	0,18	PHS 06B-1A26
27	82,05	B	12 40	60 28	0,68	PHS 06B-1B27	27	82,05	A	10	0,19	PHS 06B-1A27
28	85,07	B	12 40	60 28	0,70	PHS 06B-1B28	28	85,07	A	10	0,21	PHS 06B-1A28
29	88,09	B	12 40	60 28	0,72	PHS 06B-1B29	29	88,09	A	10	0,23	PHS 06B-1A29
30	91,12	B	12 40	60 28	0,77	PHS 06B-1B30	30	91,12	A	10	0,25	PHS 06B-1A30
31	94,15	B	14 43	65 30	0,88	PHS 06B-1B31	31	94,15	A	12	0,26	PHS 06B-1A31
32	97,17	B	14 43	65 30	0,90	PHS 06B-1B32	32	97,17	A	12	0,28	PHS 06B-1A32
33	100,20	B	14 43	65 30	0,91	PHS 06B-1B33	33	100,20	A	12	0,30	PHS 06B-1A33
34	103,23	B	14 43	65 30	0,94	PHS 06B-1B34	34	103,23	A	12	0,32	PHS 06B-1A34
35	106,26	B	14 43	65 30	0,95	PHS 06B-1B35	35	106,26	A	12	0,34	PHS 06B-1A35
36	109,29	B	14 48	70 30	1,07	PHS 06B-1B36	36	109,29	A	12	0,35	PHS 06B-1A36
37	112,32	B	14 48	70 30	1,09	PHS 06B-1B37	37	112,32	A	12	0,38	PHS 06B-1A37
38	115,35	B	14 48	70 30	1,10	PHS 06B-1B38	38	115,35	A	12	0,39	PHS 06B-1A38
39	118,37	B	14 48	70 30	1,12	PHS 06B-1B39	39	118,37	A	12	0,42	PHS 06B-1A39
40	121,40	B	14 48	70 30	1,16	PHS 06B-1B40	40	121,40	A	12	0,44	PHS 06B-1A40
41	124,43	B	14 48	78 32	1,28	PHS 06B-1B41	41	124,43	A	16	0,46	PHS 06B-1A41
42	127,46	B	14 48	78 32	1,36	PHS 06B-1B42	42	127,46	A	16	0,48	PHS 06B-1A42
43	130,49	B	14 48	78 32	1,44	PHS 06B-1B43	43	130,49	A	16	0,51	PHS 06B-1A43
44	133,52	B	14 48	78 32	1,52	PHS 06B-1B44	44	133,52	A	16	0,54	PHS 06B-1A44
45	136,55	B	14 40	78 32	1,40	PHS 06B-1B45	45	136,55	A	16	0,56	PHS 06B-1A45
46	139,58	B	14 48	78 32	1,68	PHS 06B-1B46	46	139,58	A	16	0,59	PHS 06B-1A46
47	142,61	B	14 48	78 32	1,76	PHS 06B-1B47	47	142,61	A	16	0,61	PHS 06B-1A47
48	145,64	B	14 48	78 32	1,84	PHS 06B-1B48	48	145,64	A	16	0,63	PHS 06B-1A48

Type A



Type B

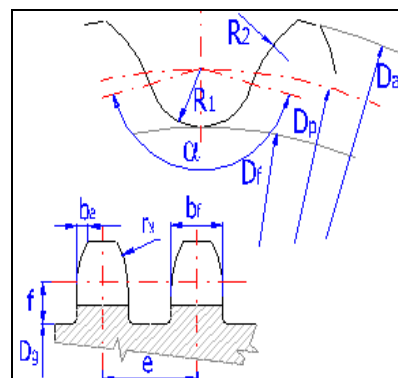
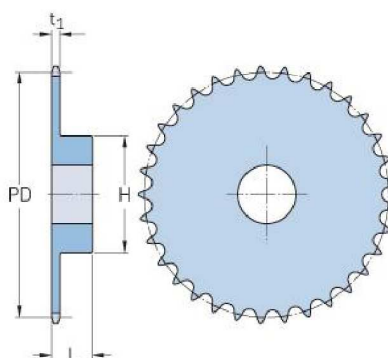


74. att. Zobratu parametri

PHS 06B-1B18



Sprockets	
Metric Simplex, Pilot Bore	
Pitch P (mm)	9.52
No. of teeth	18
Pitch diameter (mm)	54.85
Min. bore (mm)	10
Max. bore (mm)	26
Hub H (mm)	43
Hub L (mm)	28
Weight (kg)	0.33



75. att. Ķēdes pārvada zobrats ar galvenajiem konstruktīvajiem izmēriem.

Dzenošā un dzītā zobrata griezes momenta aprēķins:

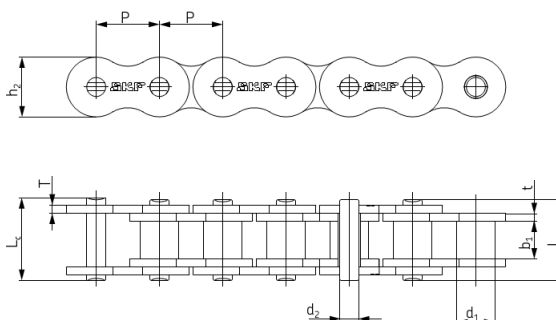
$$T_1 = \frac{P \cdot 9.549}{n} = \frac{1000 \cdot 9.549}{500} = 19,098 \text{ Nm} \quad (32)$$

$$T_2 = \frac{P \cdot \eta \cdot 9.549}{n} = \frac{1000 \cdot 0.98 \cdot 9.549}{500} = 18.716 \text{ Nm}, \quad (33)$$

kur: T_1, T_2 - griezes momenti,

*1 rad/s=9.549 apgr./min.

SKF											
											
											
PHC 06B-1X5MTR											
Chains											
Roller chains											
Pitch P (mm)											
9.53											
Roller diameter d1 max (mm)											
6.35											
Width between inner plates b1 min (mm)											
5.72											
Pin diameter d2 max (mm)											
3.28											
Plate height h2 max (mm)											
8.2											
Plate thickness T max (mm)											
1.3											
Weight (kg/m)1											
0.41											



BS/ISO Chain No.	Pitch	Roller diameter	Width between inner plates	Pin diameter	Pin length		Inner plate height	Plate thickness		Transverse pitch	Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Weight per meter	Designation
	P	d1 max	b1 min	d2 max	L max	Lc max	h2 max	t max	T max	Pt	Q min	Qo	q	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kN	kN	kg/m	
04B-1	6,000	4,00	2,80	1,85	6,80	7,8	5,00	0,60	0,60	-	3,0	3,2	0,11	PHC 04B-1...
05B-1	8,000	5,00	3,00	2,31	8,20	8,9	7,10	0,80	0,80	-	5,0	5,9	0,20	PHC 05B-1...
06B-1*	9,525	6,35	5,72	3,28	13,15	14,1	8,20	1,30	1,30	-	9,0	10,4	0,41	PHC 06B-1...
08B-1	12,700	8,51	7,75	4,45	16,70	18,2	11,80	1,60	1,60	-	18,0	19,4	0,69	PHC 08B-1...

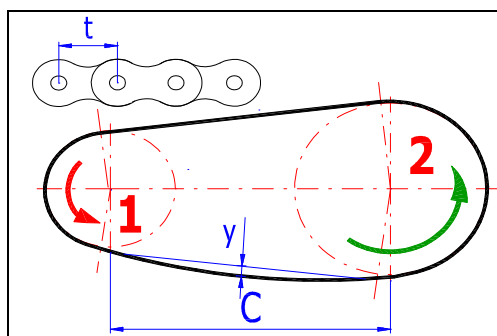
76. att. Izvēlētās ķēdes galvenie parametri

Ķēdes ātrums: **Error! Objects cannot be created from editing field codes.**

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{T \cdot p \cdot n}{60} = \frac{21 \cdot 9.525 \cdot 10^{-3} \cdot 500}{60} = 1.667 \text{ m/s}, \quad (34)$$

kur: v- ķēdes ātrums, m/s;
D - zobrata aplozes diametra solis, m;
p - ķēdes solis, m.

Ķēdes garums:



77. att. Ķēdes garuma noteikšanas un izvēles galvenie parametri.

Ķēdes garumu aprēķina pēc (35) formulas:

$$L = \frac{2C}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot p}{C} =$$

$$= \frac{2 \cdot 133}{9.525} + \frac{18 + 18}{2} + \frac{\left(\frac{18 - 18}{2\pi}\right)^2 \cdot 9.525}{133} = 45.927 \quad (35)$$

kur: L - ķēdes garums, posmi;

- C - centru attālums, mm;
p - ķēdes solis, mm;
z₁ - mazākā zobrata zobu skaits;
z₂ - lielākā zobrata zobu skaits.

Tuvāko ķēdes garumu posmos izvēlos ķēdi ar 46 posmiem.

No šī izriet, ka, pārrēķinot izteiksmi (36), iegūstam precīzu centru attālumu posmu skaitā c:

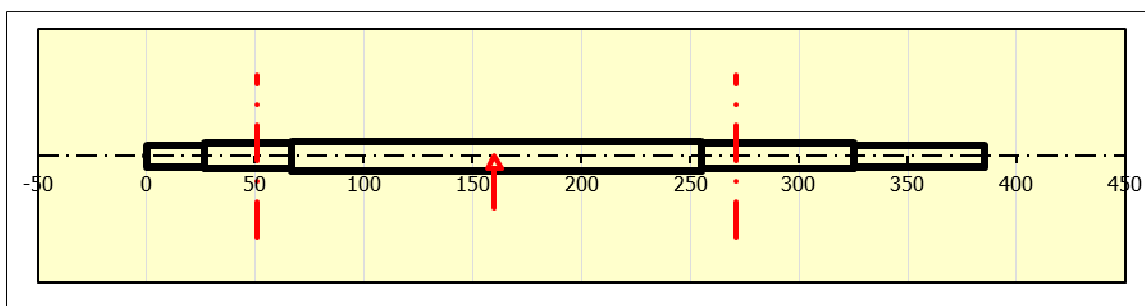
$$c = \frac{1}{8} \cdot \left(2L - z_1 - z_2 + \sqrt{(2L - z_1 - z_2)^2 - \frac{8}{9.86} (z_2 - z_1)^2} \right) =$$

$$= \frac{1}{8} \cdot \left(56 + \sqrt{56^2 - 0.811(0)^2} \right) = 14$$
(36)

Sareizinot posmu skaitu ar soli p iegūst centru konstruktīvo attālumu C, mm:

$$C = 14 \cdot 9.525 = 133.35 \text{ mm}$$

DOZATORA MODEĻA VĀRPSTAS GRIEZES MOMENTA, MINIMĀLĀ DIAMETRA, LIECES SPRIEGUMA, MAX ŠĶĒRSSPĒKA, UC. PARAMETRU NOTEIKŠANA



78. att. Dozatora vārpstas gultņojuma un radiālās slodzes izvietojums

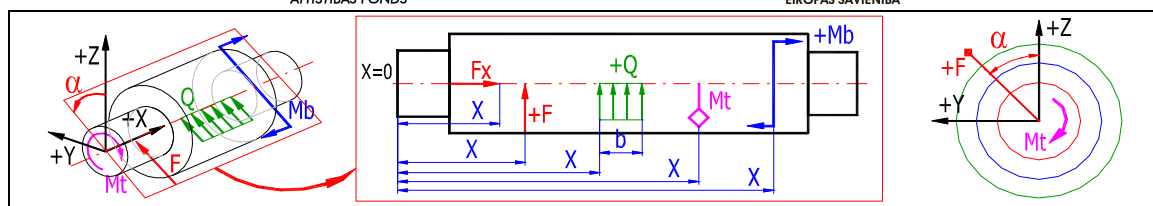
Uz vārpstas darbojošos griezes momentu aprēķina pēc formulas (37):

$$M = \frac{P_{el} \cdot 30}{\pi \cdot n} = \frac{1000 \cdot 30}{3.14 \cdot 500} = 19.099 \text{ Nm}$$
(37)

Salīdzinot vidējo un maksimālo jaudu kas ir nepieciešama stiebru ciršanai var redzēt, ka maksimālā jauda ir aptuveni 3 reizes lielāka. Tā kā šis ir tikai eksperimentālais dozatora garinātāja prototips, šādas vērtības var pieļaut, jo turpmākajos eksperimentos modelis tiks izmantots arī kaņepju stiebru ciršanā, kuru stieбри ir lielāki un cietāki.

Tapas pārbaude uz cirpi

Tapas aprēķinu stāvoklī, kad uz to darbojas vislielākais cirpes spēks, tātad, kad tā ir iestiprināta regulēšanas diska urbūmā, kas atrodas tuvāk rotācijas asij. Minimālais attālums līdz rotācijas asij ir 38 mm, minimālais pārvadāmais griezes moments 19.10 Nm.



79. att. Vārpstas iespējamo slogojumu un spēku shēma.

Minimālais vārpstas diametrs nedrīkst būt mazāks par 21.96 mm.

Par tapu kalpo M6 skrūve ar vītnes iekšējo diametru 4,89 mm.

Cirpes (bīdes) slogojums rodas, ja spēki F darbojas savstarpēji paralēli un stienā asij perpendikulārās plaknēs, un attālums starp tiem ir niecīgs. Var pieņemt, ka tangenciālie spriegumi τ , kuri rodas no šķērsspēka Q iedarbības, pa šķērsgriezuma laukumu A_c sadalās vienmērīgi.

Stiprības nosacījumu bīdē parāda formula (13):

$$\tau_c = \frac{Q}{A_c} \leq [\tau_c] \quad (38)$$

kur Q – šķērsspēks;

A_c – cirpes šķēluma laukums;

$[\tau_c]$ – materiāla pieļaujamais spriegums cirpē.

Cirpes šķēluma laukumu aprēķina pēc formulas (39):

$$A_c = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \pi = \left(\frac{4.89}{2}\right)^2 \cdot 3.14 = 18.77 \text{ mm}^2 \quad (39)$$

kur A_c – tapas minimālais šķēluma laukums, mm^2 ;

d – tapas diametrs, mm;

π – koeficients.

Materiāla pieļaujamais spriegums cirpē $[\tau_c] = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Maksimālo pieļaujamo spēku aprēķina pēc formulas (40):

$$Q_{\max} = [\tau_c] \cdot A_c = 80 \cdot 18.77 = 1502 \text{ N} \quad (40)$$

kur $Q_{\max}$ – maksimāli pieļaujamais spēks, N;

$[\tau_c]$ – Maksimāli pieļaujamais spriegums cirpē, $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$;

A_c – šķēluma laukums, mm^2 .

Savukārt tapas maksimāli pārvadājamo griezes momentu aprēķina pēc formulas (41):

$$M_{\max} = Q_{\max} \cdot r = 1502 \cdot 0.038 = 57.1 \text{ Nm} \geq 23.9 \quad (41)$$

kur $M_{\max}$ – tapas maksimāli pārvadājamais griezes moments, Nm;

$Q_{\max}$ – maksimāli pieļaujamais spēks, N;

r – tapas attālums līdz rotācijas asij.

Vārpstas gala pārbaudes aprēķins

Vārpstas aptuveno pārvadājamo griezes momentu aprēķina pēc formulas (42):

$$M = \left(\frac{d}{8}\right)^3 = \left(\frac{25}{8}\right)^3 = 30.52 \text{ Nm}$$

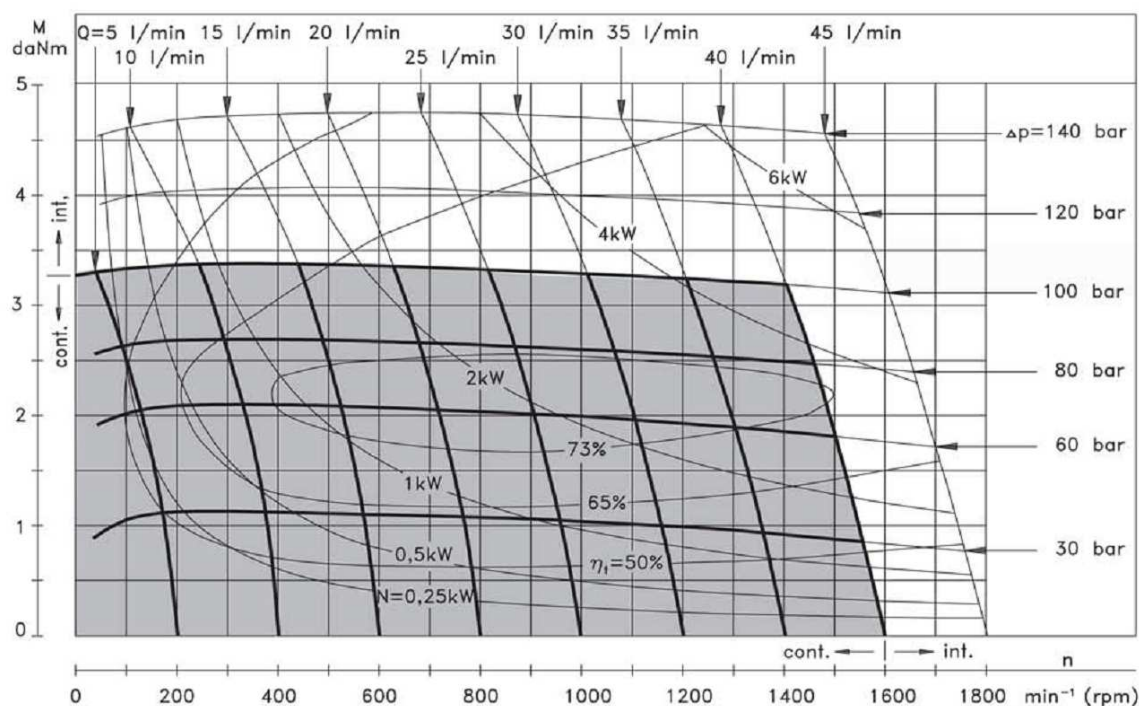
(42)

kur M – griezes moments, Nm;
 d – minimālais vārpstas diametrs, mm.

Dozatora modeļa piedziņas izvēle un griezes momenta aprēķināšana

Dozatora modeļa piedziņai izvēlēts ir hidrauliskais motors EPM 25 ar MAX frekvenci $n=1600 \text{ apgr./min}$ un MAX izejas jaudu $N=4.5 \text{ kW}$.

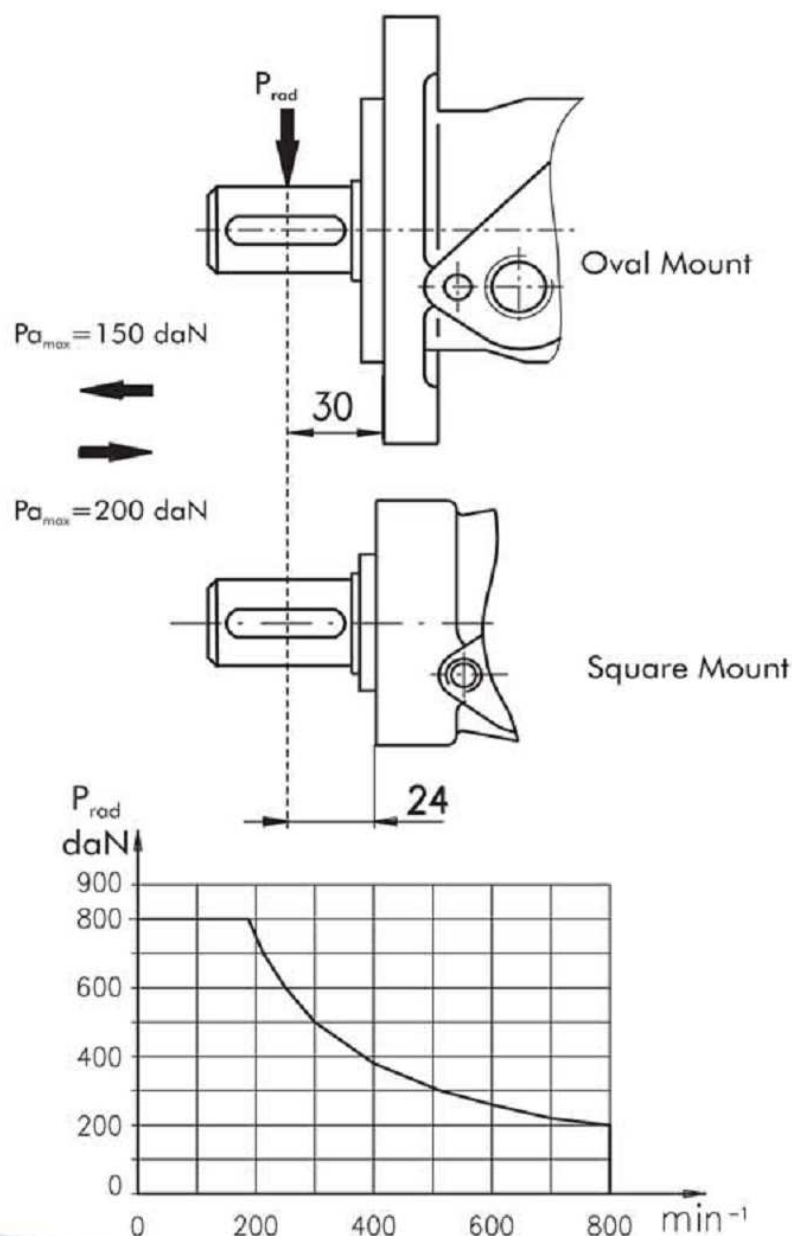
Jaudas izmaiņa attiecībā uz apgriezieniem un ieregulēto spiedienu redzama 80. attēlā.

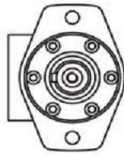
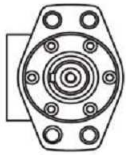
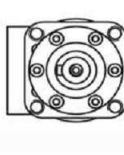


80. att. Hidromotora jauda, darba spiediena, apgriezienu un eļļas patēriņa attiecību līknes

Type		EPM 25
Displacement [cm³/rev.]		25
Max. Speed, [RPM]	cont.	1600
	int.*	1800
Max. Torque, [daNm]	cont.	3,3
	int.*	4,7
	peak**	6,7
Max. Output, [kW]	cont.	4,5
	int.*	6,1
Max. Pressure Drop, [bar]	cont.	100
	int.*	140
	peak**	225
Max. Oil Flow, [lpm]	cont.	40
	int.*	45
Max. Inlet Pressure, [bar]	cont.	175
	int.*	200
	peak**	225

81. att. Izvēlēta hidromotora galvenie izvēles parametri



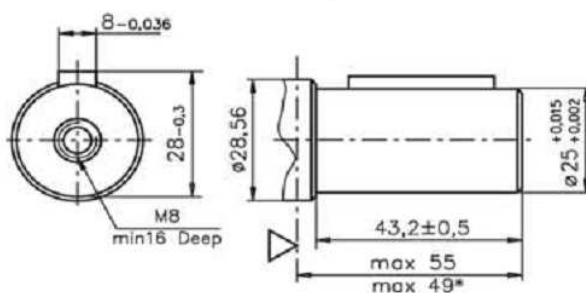
Mounting Flange			
Shaft Version	cylindrical - C, CO tapered - K, splined - SH	splined - HB cylindrical - CB	cylindrical - C, CO
Radial Shaft Load P_{rad}^*	$\frac{800}{n} \times \frac{25000}{95+L}$, daN	$\frac{800}{n} \times \frac{18750}{95+L}$, daN	$\frac{800}{n} \times \frac{25000}{101+L}$, daN

82. att. EPM 25 hidromotora vārpstas gala radiālās slodzes aprēķināšana.
Pieņemot, ka rotor griežtos ar MAX 500 apgr./min, tad:

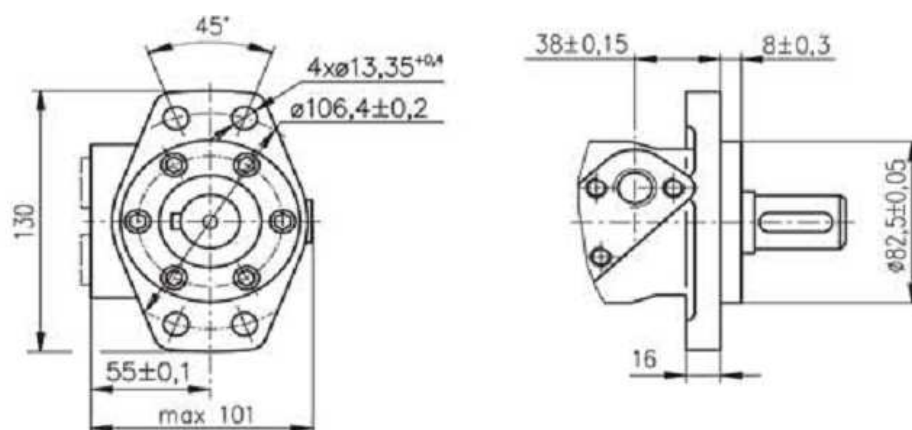
$$P_{rad} = \frac{800}{n} \cdot \frac{25000}{95+L} = \frac{800}{500} \cdot \frac{25000}{95+43.2} = 1.6 \cdot 180.897 = 289.436, daN \quad (43)$$

Gala stiprinājuma un vārpstas gala konstruktīvie izmēri doti 83. un 84. attēlā.

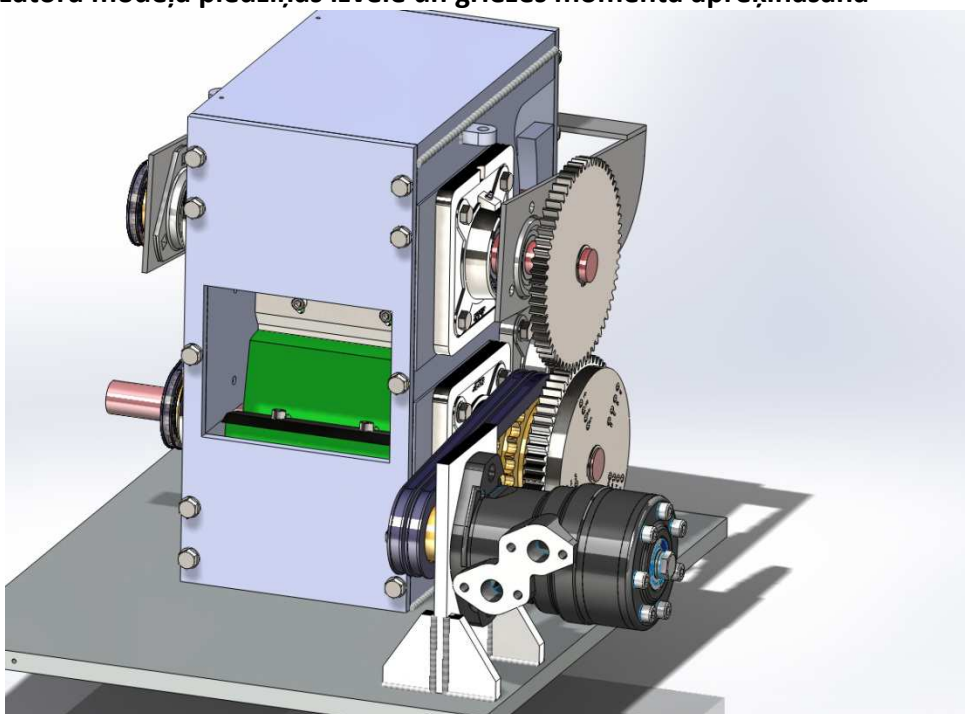
C - $\varnothing 25$ straight, Parallel key A8x7x32 DIN 6885
Max. Torque 34 daNm



83. att. EPM 25 hidromotora vārpstas gala izmēri.

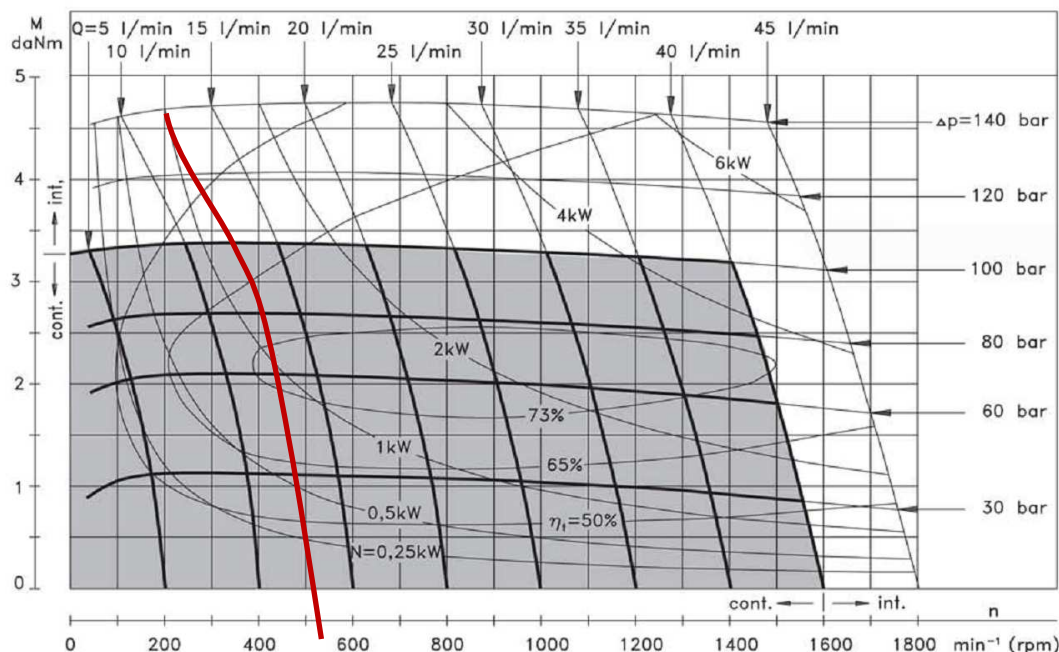


84. att. EPM 25 hidromotora stiprināšanas konstruktīvie izmēri.
Dozatora modeļa piedziņas izvēle un griezes momenta aprēķināšana



85. att. Dozatora modelis. Hidrauliskā piedziņa ar ķēdes pārvadu
Pārnese attiecība $i=2$

Dozatora piedziņai hidromotors EPM 25 tiek plānots, ka darbosies ar rotācijas frekvenci ne lielāku par $n=600$ apgr./min. Pēc grafika nolasītā (86.att.) aptuvenā izejas jauda varētu būt $N \sim 1 - 2$ kW.



86. att. Hidromotora jauda, darba spiediena, apgriezienu un eļļas patēriņa attiecību līknes.

Uz vārpstas darbošos griezes momentu aprēķina pēc formulas (44)

$$M = \frac{P_{el} \cdot 30}{\pi \cdot n} = \frac{1500 \cdot 30}{3.14 \cdot 600} = 23.873 \text{ Nm} \quad (44)$$

Lai samazinātu rotācijas frekvenci, tiks izmantoti maināmi ķēdes zobrati no pārnese attiecības 1:1 uz attiecību 2:1. Ja pārnese būs 1:1, tad maksimālā, plānotā attīstītā frekvence n būs līdz 600 apgr./min, bet pie pārnese 2:1 – attiecīgi frekvence n būs līdz 300 apgr./min.

Uz dozatora vārpstas darbošais griezes moments pie pārnese attiecības 2:1 būs attiecīgi:

$$M = \frac{P_{el} \cdot 30}{\pi \cdot n} = \frac{1500 \cdot 30}{3.14 \cdot 300} = 47.746 \text{ Nm} \quad (45)$$

Rotācijas frekvences samazināšanai izmantojot zobratu un ķēdes pārnese ar maināmu attiecību, izvēlēts tāpēc, lai netiktu būtiski samazināta hidromotora jauda.

Dozatora modeļa rotoru un hidromotora ķēdes pārvada aprēķins

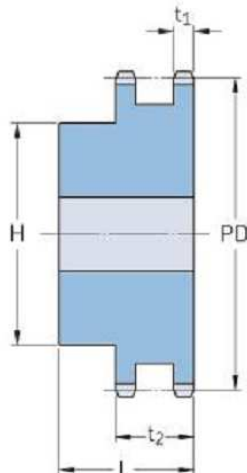
Dozatora rotoru vārpstu piedziņai izvēlēti divrindu zobrati ar dubulto ķēdi.





PHS 08B-2B28

Sprockets	
Metric Duplex, Standard	
Pitch P (mm)	12.7
No. of teeth	28
Pitch diameter (mm)	113.42
Min. bore (mm)	16
Max. bore (mm)	60
Hub H (mm)	90
Hub L (mm)	40
Weight (kg)	2.31



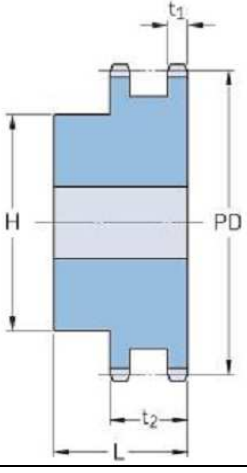
87. att. Ķēdes pārvada zobrats z=28 ar galvenajiem konstruktīvajiem izmēriem.





PHS 08B-2B14

Sprockets	
Metric Duplex, Standard	
Pitch P (mm)	12.7
No. of teeth	14
Pitch diameter (mm)	57.07
Min. bore (mm)	12
Max. bore (mm)	28
Hub H (mm)	42
Hub L (mm)	35
Weight (kg)	0.44



88. att. Ķēdes pārvada zobrats z=14 ar galvenajiem konstruktīvajiem izmēriem.
Dzenošā un dzītā zobrata griezes momenta aprēķins (pārnesums 2:1):

$$T_1 = \frac{P \cdot 9.549}{n} = \frac{1500 \cdot 9.549}{600} = 23.873 \text{ Nm} \quad (46)$$

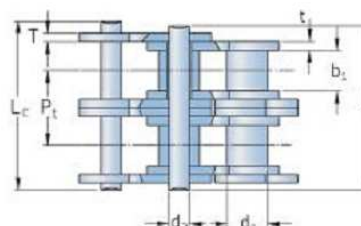
$$T_2 = \frac{P \cdot \eta \cdot 9.549}{n} = \frac{1500 \cdot 0.98 \cdot 9.549}{300} = 46.79 \text{ Nm}, \quad (47)$$

kur: T_1, T_2 - griezes momenti,
*1 rad/s=9.549 apgr./min.

Dzenošā un dzītā zobrata griezes momenta aprēķins (pārnesums 1:1):

$$T_1 = \frac{P \cdot 9.549}{n} = \frac{1500 \cdot 9.549}{600} = 23.873 \text{ Nm} \quad (48)$$

$$T_2 = \frac{P \cdot \eta \cdot 9.549}{n} = \frac{1500 \cdot 0.98 \cdot 9.549}{600} = 23.395 \text{ Nm}, \quad (49)$$



BS/ISO Chain No.	Pitch	Roller diameter	Width between inner plates	Pin diameter	Pin length			Inner plate height	Plate thickness		Transverse pitch	Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Weight per meter	Designation
	P	d1 max	b1 min	d2 max	L max	L1 max	L2 max	h2 max	t max	T max	Pt	Q min	Qo	q	
06B-2*	9.525	6.35	5.72	3.28	23.4	24.4	8.20	8.20	1.30	1.30	10.24	16.9	18.7	0.77	PHC 06B-2...
08B-2	12.700	8.51	7.75	4.45	31.2	32.2	11.80	11.80	1.60	1.60	13.92	32.0	38.7	1.34	PHC 08B-2...
10B-2	15.875	10.16	9.65	5.08	36.1	37.5	14.70	14.70	1.70	1.70	16.59	44.5	56.2	1.84	PHC 10B-2...
12B-2	19.050	12.07	11.68	5.72	42.0	43.6	16.00	16.00	1.85	1.85	19.46	57.8	66.1	2.31	PHC 12B-2...

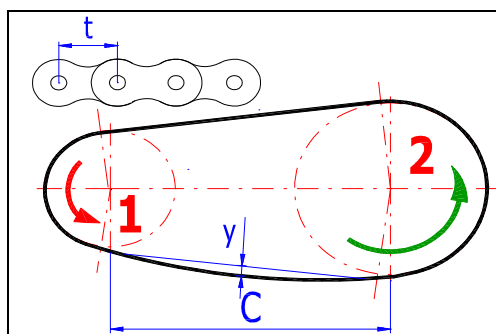
89. att. Izvēlētās ķēdes galvenie parametri

Ķēdes ātrums:

Error! Objects cannot be created from editing field codes.m/s, (50)

kur: v - ķēdes ātrums, m/s;
 D_T - zobrata dalījuma aplozes diametrs, mm;
 n - griešanās frekvence, apgr./min;

Ķēdes garums:



90. att. Ķēdes garuma noteikšanas un izvēles galvenie parametri.

Ķēdes garumu pārnesumam 2:1 aprēķina pēc (51) formulas:

$$X = 2 \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{A \cdot p}{a} =$$

$$= 2 \cdot \frac{220}{12.7} + \frac{14 + 28}{2} + \frac{4.965 \cdot 12.7}{220} = 55.93 \quad (51)$$

kur: X - ķēdes garums, posmi;
 a - centru attālums, $a=220$ mm;
 p - ķēdes solis, $p=12.7$ mm;
 $z_1=14$ – mazākā zobrata zobu skaits, ;
 $z_2=28$ – lielākā zobrata zobu skaits.

Koeficientu A aprēķina pēc (52) formulas:

$$z_2 - z_1 = 28 - 14 = 14$$

$$A = 4.965 \quad (52)$$

Tad izvēlas no 6. tabulas attiecīgo koeficientu

6. tabula

$z_2 - z_1$	A	$z_2 - z_1$	A	$z_2 - z_1$	A	$z_2 - z_1$	A	$z_2 - z_1$	A
1	0,0253	21	11,171	41	42,580	61	94,254	81	166,191
2	0,1013	22	12,260	42	44,683	62	97,370	82	170,320
3	0,2280	23	13,400	43	46,836	63	100,536	83	174,450
4	0,4053	24	14,590	44	49,040	64	103,753	84	178,730
5	0,6333	25	15,831	45	51,294	65	107,021	85	183,011
6	0,912	26	17,123	46	53,599	66	110,339	86	187,342
7	1,241	27	18,466	47	55,955	67	113,708	87	191,724
8	1,621	28	19,859	48	58,361	68	117,128	88	196,157
9	2,052	29	21,303	49	60,818	69	120,598	89	200,640
10	2,533	30	22,797	50	63,326	70	124,119	90	205,174
11	3,065	31	24,342	51	65,884	71	127,690	91	209,759
12	3,648	32	25,938	52	68,493	72	131,313	92	214,395
13	4,281	33	27,585	53	71,153	73	134,986	93	219,081
14	4,965	34	29,282	54	73,863	74	138,709	94	223,817
15	5,699	35	31,030	55	76,624	75	142,483	95	228,605

Tuvāko ķēdes garumu posmos izvēlos ķēdi ar 56 posmiem.

1) Aprēķinot izteiksmi (53), iegūstam precīzu centru attālumu a :

$$a = \left[2X - (z_1 + z_2) \right] \cdot C \cdot p \quad (53)$$

Koeficienta C aprēķināšana ņemot vērā 7. tabulu:

$$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{56 - 14}{28 - 14} = 3 \quad (54)$$

7. tabula

$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	C	D	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	C	D	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	C	D
13	1	0,24 991	1	2,00	20	0,24 421	41	1,33	100	0,22 968	56
12		990	2	1,95		380	47	1,32		912	58
11		988	2	1,90		333	52	1,31		854	61
10		986	3	1,85		281	59	1,30		793	64
9		983	5	1,80		222	66	1,29		729	67
8	5	978	8	1,75	50	156	75	1,28		662	69
7		970	12	1,70		081	33	1,27		593	73
6		958	21	1,68		048	35	1,26		520	77
5		937	6	1,66		013	36	1,25		443	82
4,8		931	6	1,64		0,23 977	39	1,24		361	86
4,6	10	925	8	1,62	100	938	41	1,23		275	90
4,4		917	10	1,60		897	43	1,22		185	95
4,2		907	11	1,58		854	47	1,21		090	100
4,0		896	13	1,56		807	49	1,20		0,21 990	106
3,8		883	15	1,54		758	53	1,19		884	113
3,6	10	868	19	1,52	100	705	57	1,18		771	119
3,4		849	24	1,50		648	60	1,17		652	126
3,2		825	30	1,48		588	64	1,16		526	136
3,0		795	17	1,46		524	69	1,15		390	145
2,9		778	20	1,44		455	74	1,14		245	155
2,8	10	758	23	1,42	100	381	80	1,13		090	167
2,7		735	27	1,40		301	42	1,12		0,20 923	179
2,6		708	30	1,39		259	44	1,11		744	195
2,5		678	35	1,38		215	45	1,10		549	213
2,4		643	41	1,37		170	47	1,09		336	232
2,3	10	602	50	1,36	100	123	50	1,08		104	256
2,2		552	59	1,35		073	51	1,07		0,19 848	284
2,1		493	72	1,34		022	54	1,06		564	
2,0		421		1,33		022, 968					

- 2) Pēc tabulas = 3
- 3) vērtības atlikums $R = 3 - 3 = 0$
- 4) Interpolētā vērtība $I = D \cdot F \cdot R$
No tabulas:
Diference $D = 30$
Faktors $F = 5$
 $I = 30 \cdot 5 \cdot 0 = 0$
- 5) C aprēķins no tabulas: $C_3 = 0.24795$

$$\frac{+ I = 0}{C = 0,24795}$$

$$a = [2X - (z_1 + z_2)] \cdot C \cdot p =$$

$$= [2 \cdot 56 - (14 + 28)] \cdot 0.24795 \cdot 12.7 = 220.43, \text{ mm}$$

Ķēdes garumu posmos pārnesumam 1:1 aprēķina:

$$X = \frac{2a}{p} + z = \frac{2 \cdot 220}{12.7} + 14 = 48.646 \quad (55)$$

kur: X - ķēdes garums, posmi;
a - centru attālums, $a = 220 \text{ mm}$;
p - ķēdes solis, $p = 12.7 \text{ mm}$;
z = 14 zobrata zobu skaits,

Tuvāko ķēdes garumu posmos izvēlos ķēdi ar 49 posmiem.

Aprēķinot izteiksmi (56), iegūstam precīzu centru attālumu a :

$$a = \frac{X - z}{2} \cdot p = \frac{49 - 14}{2} \cdot 12.7 = 222.25, \text{ mm} \quad (56)$$

Dozatora modeļa rotoru zobratu stiprības aprēķins

Iepriekš noskaidrots, ka asmeņu virsotnes attālums līdz rotācijas asij ir 80 mm. Kā arī eksperimentāli tika noteikts tas, ka visefektīvākā stiebru nogriešana norit pie asmeņu pārklājumā ap 5 mm. Tāpat tika aprēķināts, ka asmeņi kustās pa aploci, kuras diametrs 160 mm. Padeves rullīšu diametri pieņemam divas reizes mazākus, respektīvi, 80 mm diametrā.

Asu atstatumu starp abu asmeņu nesēju, tāpat arī, lielo zobratu rotācijas asīm aprēķina pēc formulas (57):

$$a = 2 \cdot R - f = 2 \cdot 80 - 5 = 155 \text{ mm} \quad (57)$$

kur a – asu atstatums, mm;
 R – asmeņu rotācijas aplozes rādiuss, mm;
 f – asmeņu pārsedze, mm.

Tā kā zobrati ir vienādi, to pārnese skaitlis $u = 1$ un zobrata dalījuma aplozes diametrs ir vienāds ar asu atstatumu, tātad $D = 155$ mm.

Lai zobu skaits būtu iesals skaitlis, zobrata dalījuma aplozes diametram jādalās ar sazobes moduli bez atlikuma. Izmantoju standartizēto zobratu moduļa rindu un izvēlos atbilstošu sazobes moduli. Sazobes modulim jābūt optimālam.

Izvēlos moduli $m = 2,5$ mm un aprēķinu lielā zobrata zobu skaitu pēc formulas (58):

$$z = \frac{D}{m} = \frac{155}{2.5} = 62 \quad (58)$$

kur z – zobu skaits;
 D – dalījuma aplozes diametrs, mm;
 m – sazobes modulis, mm.

Cilindrisko zobratu pārvada pieļaujamās pārvedamās jaudas aprēķins

Izejas dati:

- ✓ Zobratu griešanās frekvence $n = 300 \text{ apgr.} \cdot \text{min}^{-1}$;
- ✓ Zobratu dalāmās aplozes diametrs $d = 155 \text{ mm}$;
- ✓ Pārnese skaitlis $u = 1$;
- ✓ Zobratu platums $b = 15 \text{ mm}$;
- ✓ Sazobes modulis $m_n = 2,5 \text{ mm}$.
- ✓ Zobratu materiāla marka un tā raksturojums – Tērauds 45, $\sigma_B = 600 \text{ MPa}$, $\sigma_T = 320 \text{ MPa}$, $HB = 178...207$, termiskā apstrāde – normalizācija. Turpmākajos aprēķinos izmantotajam materiālu vidējo cietību: $HB = 192.5$.

Zobu virskārtas ilglaicīgas kontaktilgizturības robežspriegumu aprēķina pēc formulas (59):

$$\sigma_{H \text{ lim}}^0 = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 192.5 + 70 = 455 \text{ MPa} \quad (59)$$

kur $\sigma_{H \lim}^0$ – zobu virskārtas ilglaicīgas kontaktilgzturības robežspriegums, MPa;
HB – materiāla vidējā cietība.

Pieļaujamo kontaktilgzturības spriegumu aprēķina pēc formulas (60):

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}^0}{S_H} = \frac{455}{1,1} = 413.636 \text{ MPa} \quad (60)$$

kur $[\sigma_H]$ – pieļaujamais kontaktilgzturības spriegums, MPa;
 $\sigma_{H \lim}^0$ – zobu virskārtas ilglaicīgas kontaktilgzturības robežspriegums, MPa;
 S_H – drošības koeficients, $S_H = 1.1$.

Starp asu attālums $a_w = 155 \text{ mm}$.

Zobrata platuma koeficientu aprēķina pēc formulas (61):

$$\psi_a = \frac{b}{a_w} = \frac{15}{155} = 0.097 \quad (61)$$

kur ψ_a – zobrata platuma koeficients;
 b – zobrata platums, mm;
 a_w – asu atstatums, mm.

Zobrata aprēķinu griezes momentu aprēķina pēc formulas (62):

$$T_a = \frac{a_w^3 \cdot u^2 \cdot \psi_a \cdot [\sigma_H]^2}{K_a^3 \cdot (u \pm 1)^3} = \frac{155^3 \cdot 1^2 \cdot 0.097 \cdot 413.636^2}{495^3 \cdot (1 + 1)^3} = 63.694 \text{ Nm} \quad (62)$$

kur T_a – aprēķinu griezes moments, Nm;
 a_w – asu atstatums, mm;
 u – pārnesuma skaitlis;
 ψ_a – zobrata platuma koeficients;
 $[\sigma_H]$ – pieļaujamais kontaktilgzturības spriegums, MPa;
 K_a – palīgkoeficients; taisnzobu zobratiem $K_a = 495$.

Zobrata zoba slodzes ciklu skaitu pārvada darbmūžā aprēķina pēc formulas (63):

$$N_2 = 60 \cdot n \cdot L_h \cdot i = 60 \cdot 300 \cdot 32000 \cdot 2 = 1.15 \cdot 10^8 \quad (63)$$

kur N_2 – zoba slodzes ciklu skaits;
 n – zobrata rotācijas frekvence, apgr.·min⁻¹;
 L_h – pārvada darbmūžs, h;
 i – zobratu skaits, ar kuriem aprēķināmais zobrats ir sazobē.

Bāzes ciklu skaitu aprēķina pēc formulas (64):

$$N_{HG} \approx HB^3 = 192.5^3 = 7.13 \cdot 10^6 \quad (64)$$

kur N_{HG} – bāzes ciklu skaits;
HB – materiāla vidējā cietība.

Kontaktilgizturības koeficientu aprēķina pēc formulas (65):

$$K_{Hi} = K_{HE} \sqrt{\frac{N_2}{N_{2HG}}} = 1 \cdot \sqrt{\frac{1.15 \cdot 10^8}{7.13 \cdot 10^6}} = 2.53 \quad (65)$$

- kur K_{Hi} – kontaktilgizturības koeficients, pieņem $K_{Hi} = 1$;
 K_{HE} – ekvivalentais koeficients, $K_{HE} = 1$;
 N_2 – zoba slodzes ciklu skaits;
 N_{HG} – bāzes ciklu skaits.

Zobrata leņķiskais ātrums $\omega = 31.4 \text{ rad/s}$.

Aploces ātrumu aprēķina pēc formulas (66):

$$v = \frac{\omega \cdot d}{2 \cdot 1000} = \frac{31.4 \cdot 155}{2 \cdot 1000} = 2.43 \text{ m/s} \quad (66)$$

- kur v – zobrata dalījuma aploces ātrums, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$;
 ω – zobrata leņķiskais ātrums, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$;
 d – dalījuma aploces diametrs, mm.

Slodzes koeficientu kontaktilgizturībā aprēķina pēc formulas (67):

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = 1 \cdot 1 \cdot 1.1 = 1.1 \quad (67)$$

- kur K_H – slodzes koeficients kontaktilgizturībā;
 $K_{H\alpha}$ – koeficients, kas ievēro slodzes nevienmērīgu sadali pa zobiem, $K_{H\alpha} = 1$;
 $K_{H\beta}$ – koeficients, kas ievēro slodzes nevienmērīgu sadali pa zoba garumu, $K_{H\beta} = 1$;
 K_{HV} – slodzes dinamiskuma koeficients, $K_{HV} = 1.1$.

Zobrata maksimālo griezes momentu aprēķina pēc formulas (68):

$$T_{max} = \frac{T_a}{K_{Hi} \cdot K_H} = \frac{63.694}{1.1 \cdot 1} = 57.904 \text{ Nm} \quad (68)$$

- kur T_{max} – zobrata maksimālais griezes moments, Nm;
 T_a – aprēķinu griezes moments, Nm;
 K_{Hi} – kontaktilgizturības koeficients;
 K_H – slodzes koeficients kontaktilgizturībā.

Uz zobrata vārpstas pārvadāmo jaudu aprēķina pēc formulas (69):

$$P = T_{max} \cdot \omega = 57.904 \cdot 31.4 = 1818.174 \text{ W} \quad (69)$$

- kur P – maksimālā pārvadāmā jauda, W;
 T_{max} – maksimālais griezes moments, Nm;
 ω – leņķiskais ātrums, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

Cilindrisko zobratu sazobes spēku aprēķins

Aploces spēkus aprēķina pēc formulas (70):

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d} = \frac{2 \cdot 23.9}{0.155} = 308.4 \text{ N} \quad (70)$$

- kur F_t – aploces spēks, N;
 T – pārvadāmais griezes moments, Nm;
 d – zobrata dalījuma aploces diametrs, m.

Radiālo spēku aprēķina pēc formulas (71):

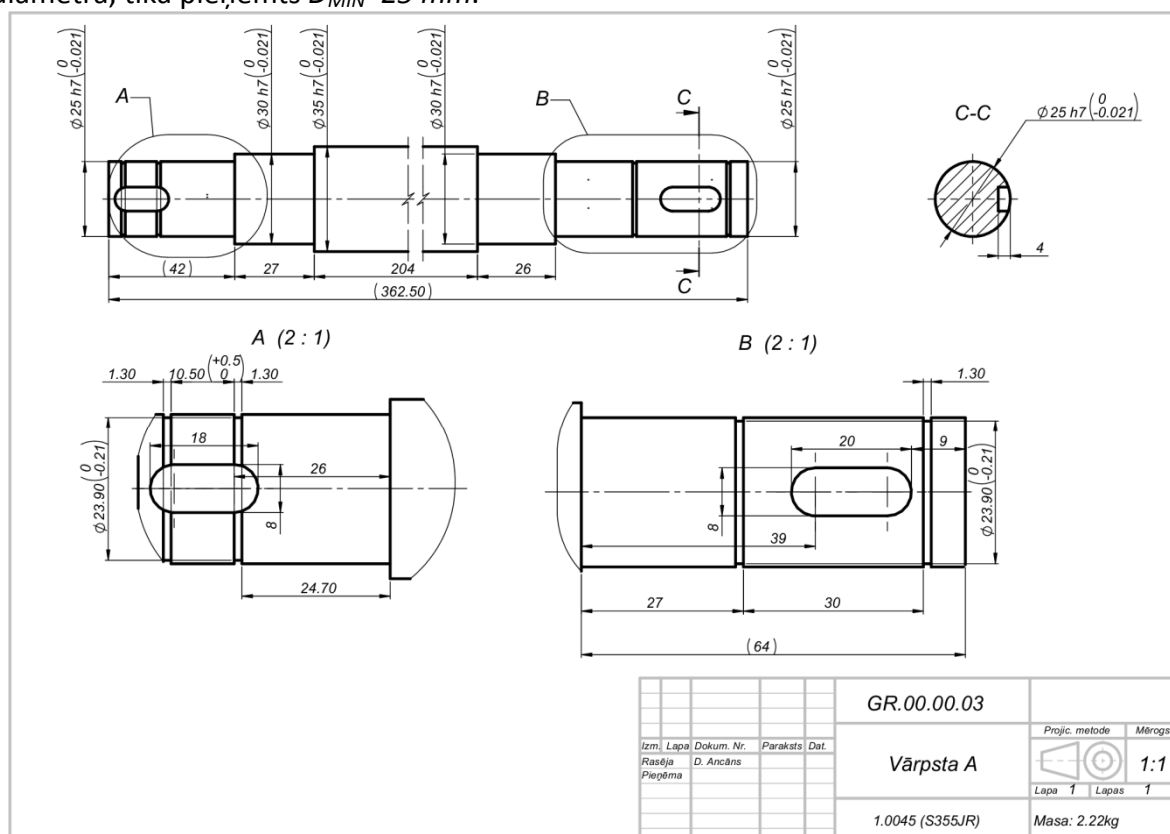
$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 308.4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 112.25 \text{ N}$$

(71)

kur F_r – radiālais spēks, N;
 F_t – aploces spēks, N;
 α – sazobes leņķis, $\alpha = 20^\circ$.

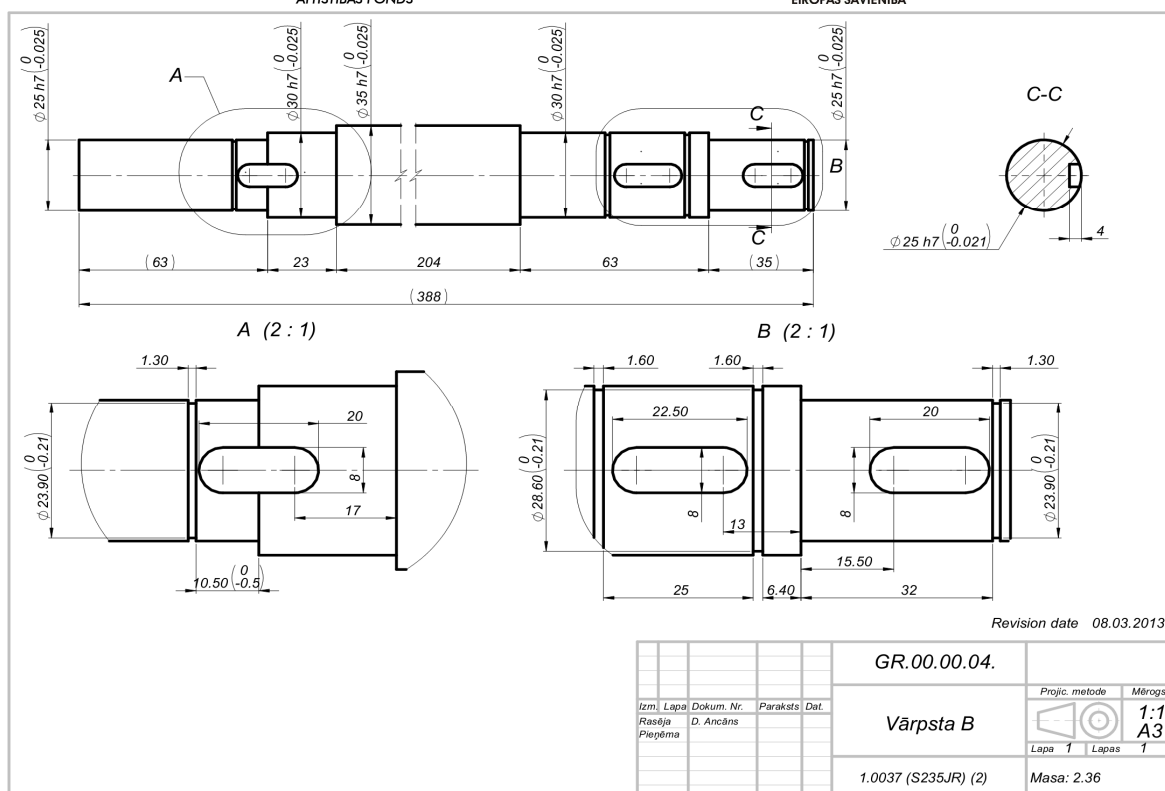
Dozatora vārpstu konstruēšana, rasējumu sagatavošana izgatavošanai

Dozatoram paredzētas četras rotējošas vārpstas. Divas (91. att. un 92. att.) paredzētas griezēj asmeņu rotoriem. Vārpstas stiprināsies gultņos, tāpēc gultņu vietas diametrs pēc iepriekš veiktajiem aprēķiniem ir $\varnothing=30 \text{ mm}$. No aprēķinos noteiktā minimālā vārpstas diametra, tika pieņemts $D_{\min}=25 \text{ mm}$.



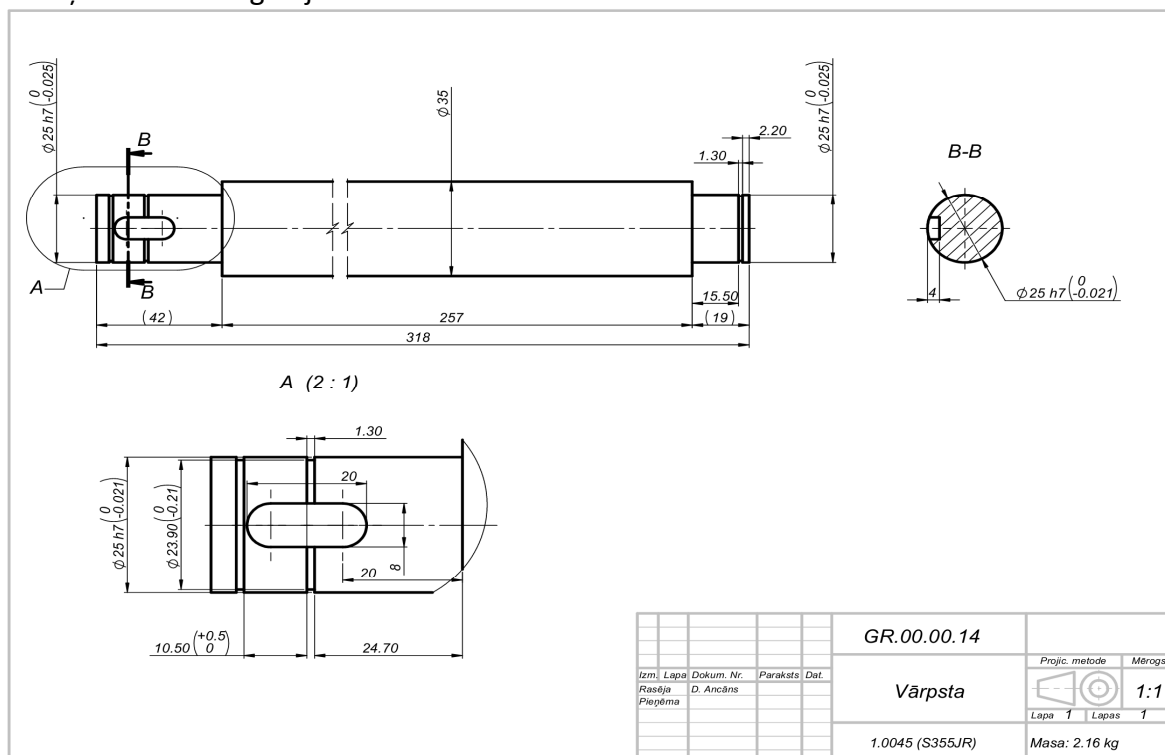
91. att. Vārpsta A detaļas izgatavošanas rasējums

Uz vārpsta labajā pusē ar ierīevjiem paredzēts nostiprināt rotācijas pārvada zobratu, bet kreisajā pusē ir rotācijas pārvada ķēdes zobratīņš, kas savukārt pārnēs rotāciju uz padeves valču augšējo vārpstu. Gultņu sēžas vietas paredzētas vietās, kur vārpstu diametrs ir $\varnothing=30 \text{ mm}$.



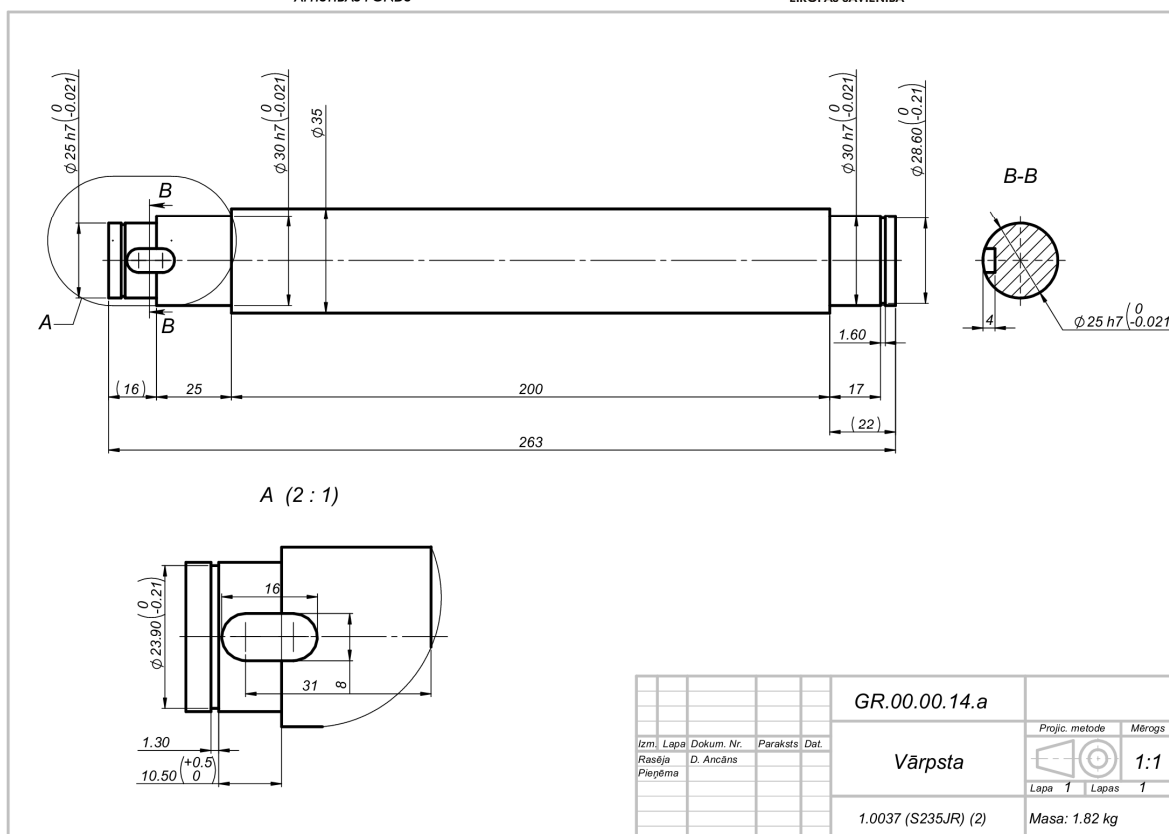
92. att. Vārpsta B detaļas izgatavošanas rasējums

92. att. vārpsta kreisajā galā ar ierīvi paredzēts nostiprināt otra padeves valča piedziņas ķēdes zobratīņu. Labajā pusē uz malējās ierīevja rievas paredzēts nostiprināt piedziņas zobrata regulējamo disku.



93. att. Dozatora modeļa padeves valča augšējā vārpsta

Attēla 93. un 94. vārpsta paredzētas dozatora modeļa padeves valčiem, kuriem jauda tiek pievadīta ar ķēdes pārvadiem no galvenajiem rotoriem un to vārpstām.



94. att. Dozatora modeļa padeves valča apakšējā vārpsta

10. DOZATORA EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI: DOZĒŠANAI NEPIECIEŠAMĀS JAUDAS NOTEIKŠANA, ĪPATNĒJAIS ENERĢIJAS PATĒRIŅŠ, DOZĒŠANAS PRECIZITĀTE, ROTĒJOŠO DAĻU DINAMISKĀS LĪDZSVAROŠANAS EKSPERIMENTI, UTT.

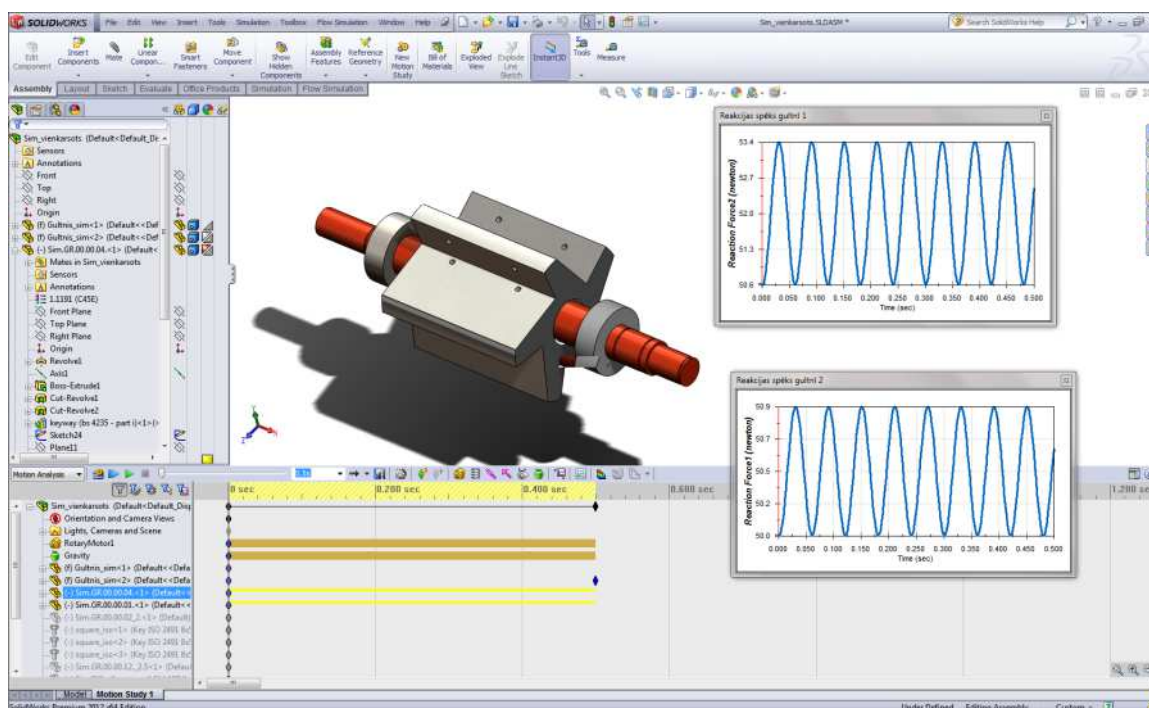
DOZATORA ROTĒJOŠO DAĻU DINAMISKĀ LĪDZSVAROŠANA

Dozatora modeļa rotējošo daļu dinamiskā līdzsvarošana tika veikta ar SolidWorks programmatūras papildprogrammu *Motion Analysis*.

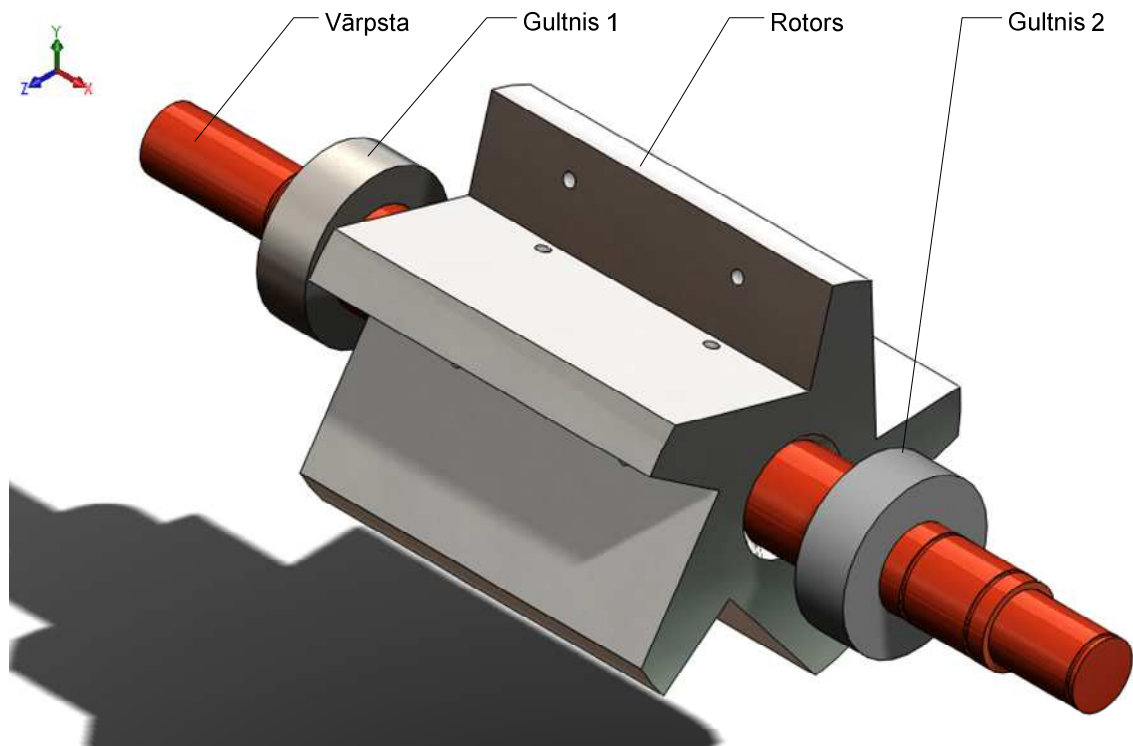
Motion Analysis ir objekta kustības reģistrēšana un šīs kustības pārvešana datorā modelī ar segmentu koordinātu rekonstrukciju un sekojošu kustības parametru izpēti. Šī ir izplatīta mūsdienu metodika, ko pielieto medicīnā, rehabilitācijā, sportā, automobiļu ražošanā, ergonomikā, robotikā, izklaides sfērā u.c. nozarēs, kur ir nepieciešams iegūt datus par objektu kustības parametriem.

Šī līdzsvarošana ir nepieciešama, lai novērstu iekārtas paredzamās vibrācijas un rotējošo daļu nodilumu. Kā zināms, nodilums ir vislielākais iekāru darba mūža ietekmējošais faktors. Darba mūžu palielināšanai nepieciešama precīza konstrukcijas izveide un nodiluma pazīmju laicīga pamanīšana un novēršana.

Dinamiskajai līdzsvarošanai tiek pielietota datorprogramma *SolidWorks* ar apakšmoduli *Motion Analysis* (95. att.).



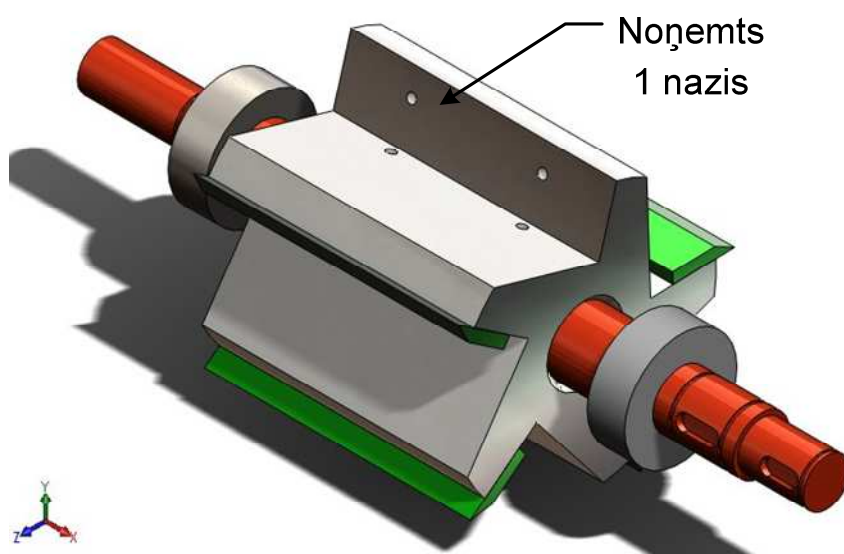
95. att. Dozatora modeļa dinamiskā līdzsvarošana ar Motion Analysis datorprogrammā SolidWorks.



96. att. Dozatora rotora un vārpstas dinamiskās līdzsvarošanas shēma.

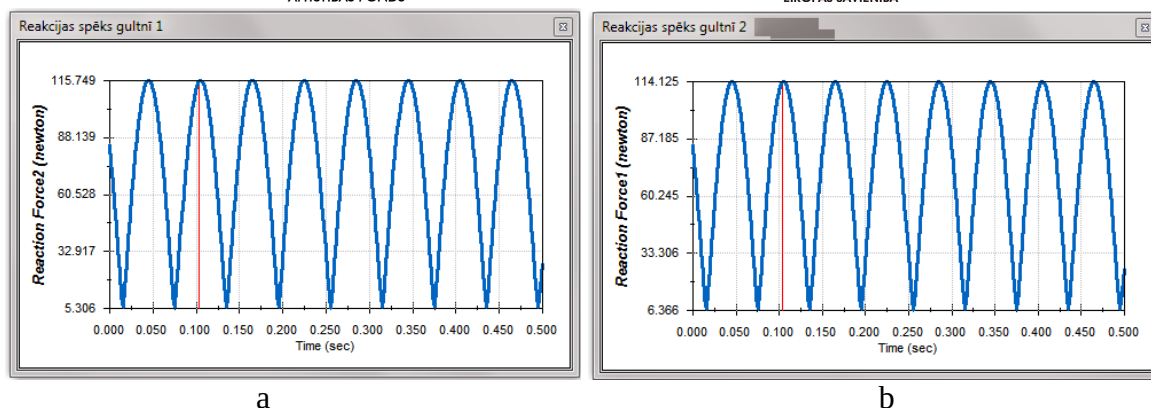
Sākotnēji tika izveidots modelis ar vienkāršu vārpstu un nostiprinātu rotoru uz tās. Abas šīs detaļas tika, nostiprinātas gultņos attiecīgi, kā tas paredzēts dozatora modelim (96. att.). Rotors griežās ar rotācijas frekvenci $1000 \text{ apgr min}^{-1}$.

Lai simulētu dinamisko nelīdzsvarotību, modelī tika izņemts viens nazis, kas atspoguļotu varbūtības gadījumu, kad kāds no nažiem eksperimentu norises laikā tiktu izlauzts (97. att.).



97. att. Dozatora vārpstas, rotora un 4 nažu dinamiskās līdzsvarošanas shēma.

Reakciju spēku izmaiņa gultņos redzama 98. att. Šāda nelīdzsvarotība dozatora modelī izraisītu vibrācijas, kas ietekmē konstrukcijas darbības stabilitāti un detaļu darbamūžu.

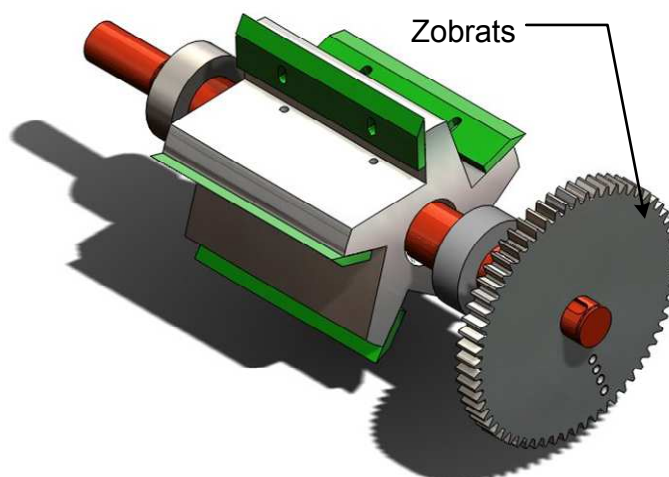


a

b

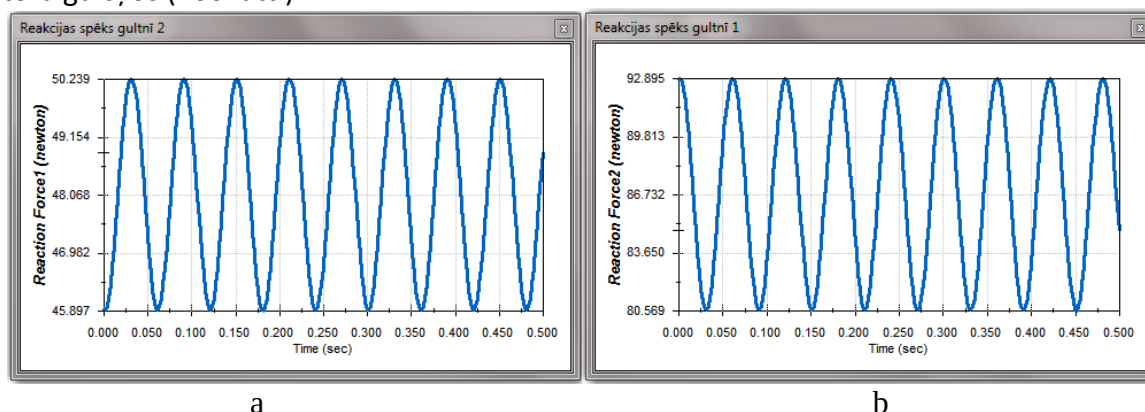
98. att. Reakcijas radiālie spēki: a) gultnī 1; b) gultnī 2

Nākamajā solī tika pievienots piedziņas zobrats: $M=2.5$, $Z=62$ (99. att), un noteikta četru vītņotu urbumu ietekme uz rotora dinamiskām svārstībām. Urbumi ir izvietoti pa četrām aploces līnijām. Šie urbumi ļauj mainīt bloku plaknes savstarpējo novietojumu ik pa $5.81/20 = 0,29$ grādiem. Eksperimentā tika izmantoti visi pieci naži.



99. att. Dozatora vārpstas, rotora, 5 nažu un dzenošā zobrata dinamiskās līdzsvarošanas shēma.

Zobratā izveidotajiem urbumiem nav būtiskas ietekmes uz reakcijas spēku izmaiņu rotora gultņos (100. att.).

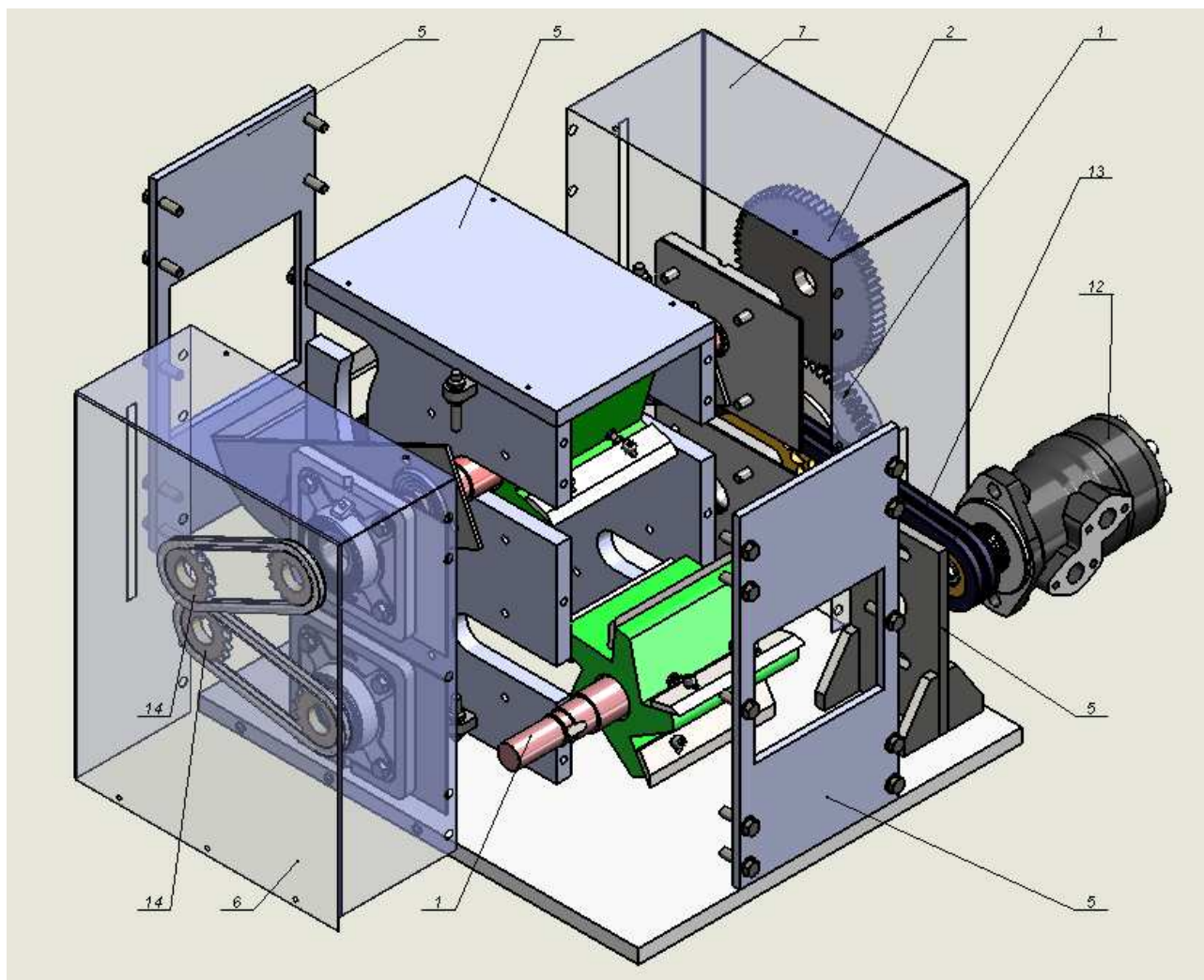


a

b

100. att. Reakcijas radiālie spēki: a) gultnī 1; b) gultnī 2

Dozatora modeļa korpusa izstrāde



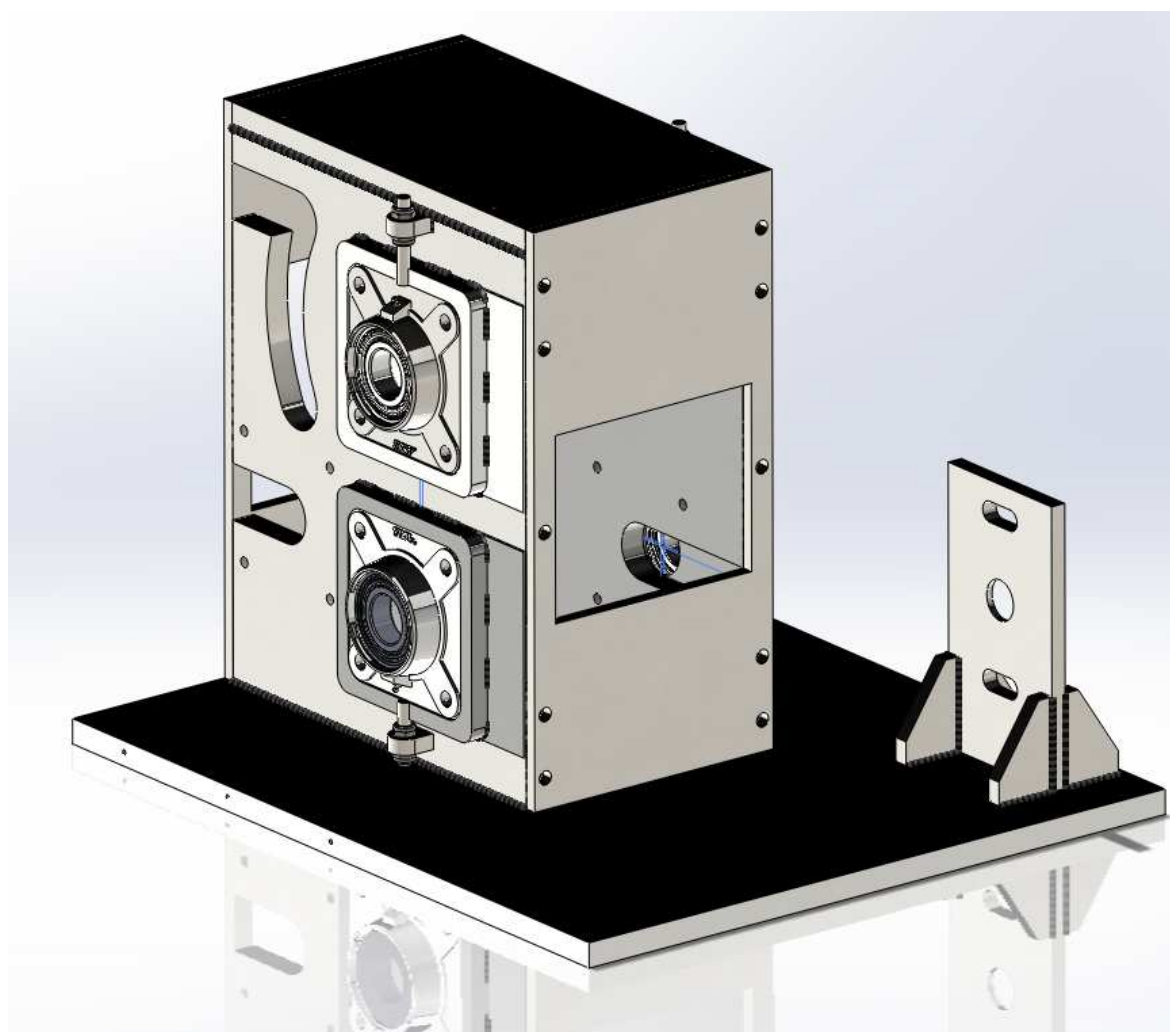
101. att. Dozatora modeļa elektroniskais prototipa kopsalikums.

2. tabula specifikācija

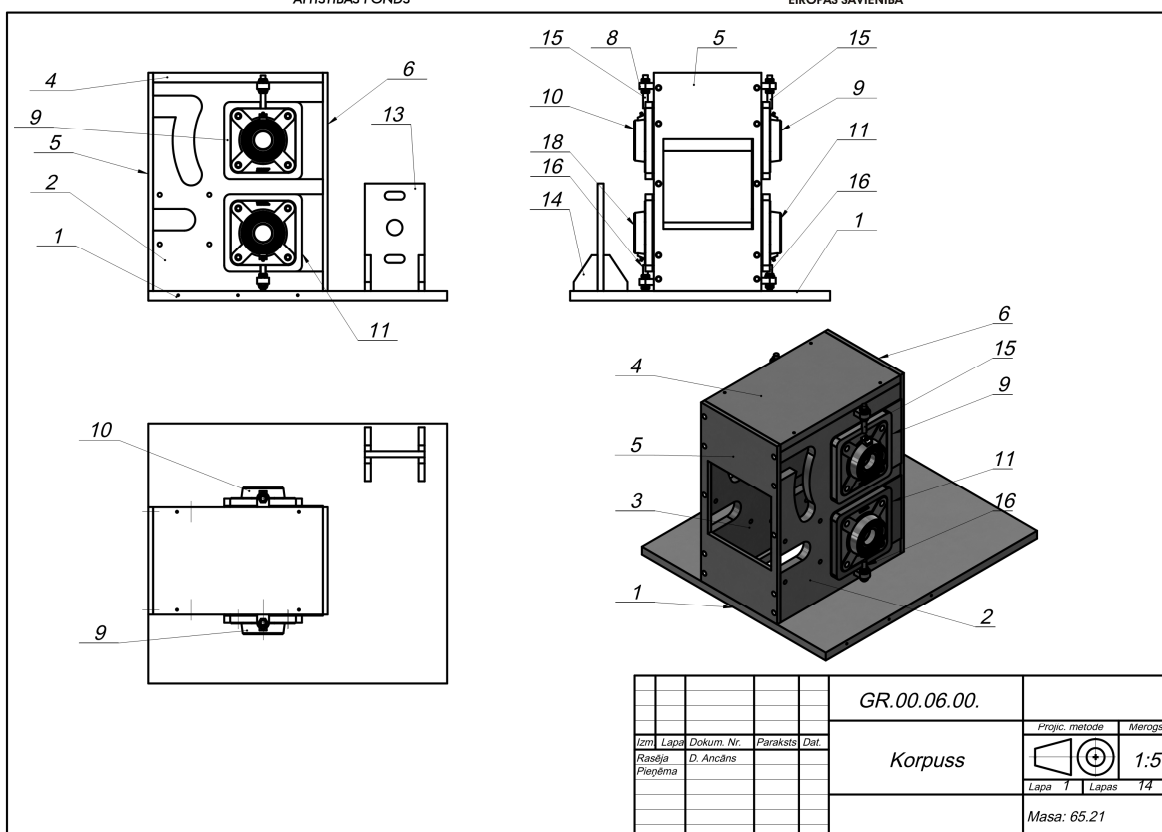
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	weight	QTY.
1	GR.00.02.00.	Rotors B	15.21	1
2	GR.00.01.00.	Rotors A	11.43	1
3	GR.00.04.00.a	Padeves valcis 2	2.39	1
4	GR.00.04.00.b	Padeves valcis	2.73	1
5	GR.00.06.00.	Korpuss	65.21	1
6	GR.00.00.19.	Nosedzošais vāks	1.94	1
7	GR.00.00.24	Aizsargvāks	3.15	1
8	SKF.FYJ_30_TF	Y tipa guļtnis	0.98	2
9	Kronsteins	Piepiedēj valča kronšteins	1.36	1
12	Hy.M.0.00.00.SLDPRT	Hidro motors EPM 25	0.00	1
13	Z14-Z28_chain	Jaudas pārvads no elektromotora	0.38	1
14	PHS-06B-1B18	Jaudas pārvads no rotora uz valčiem	0.08	2

Dozatora modeļa korpusa detaļu rasējumu izstrāde

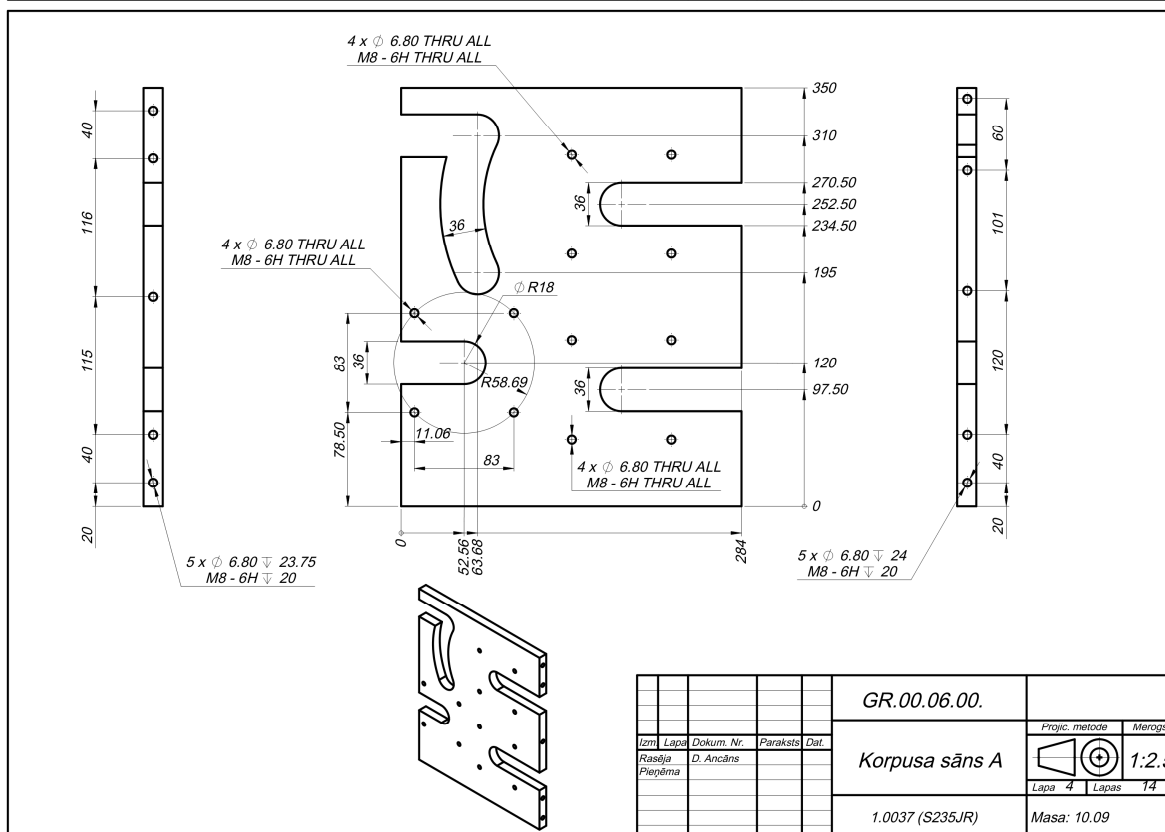
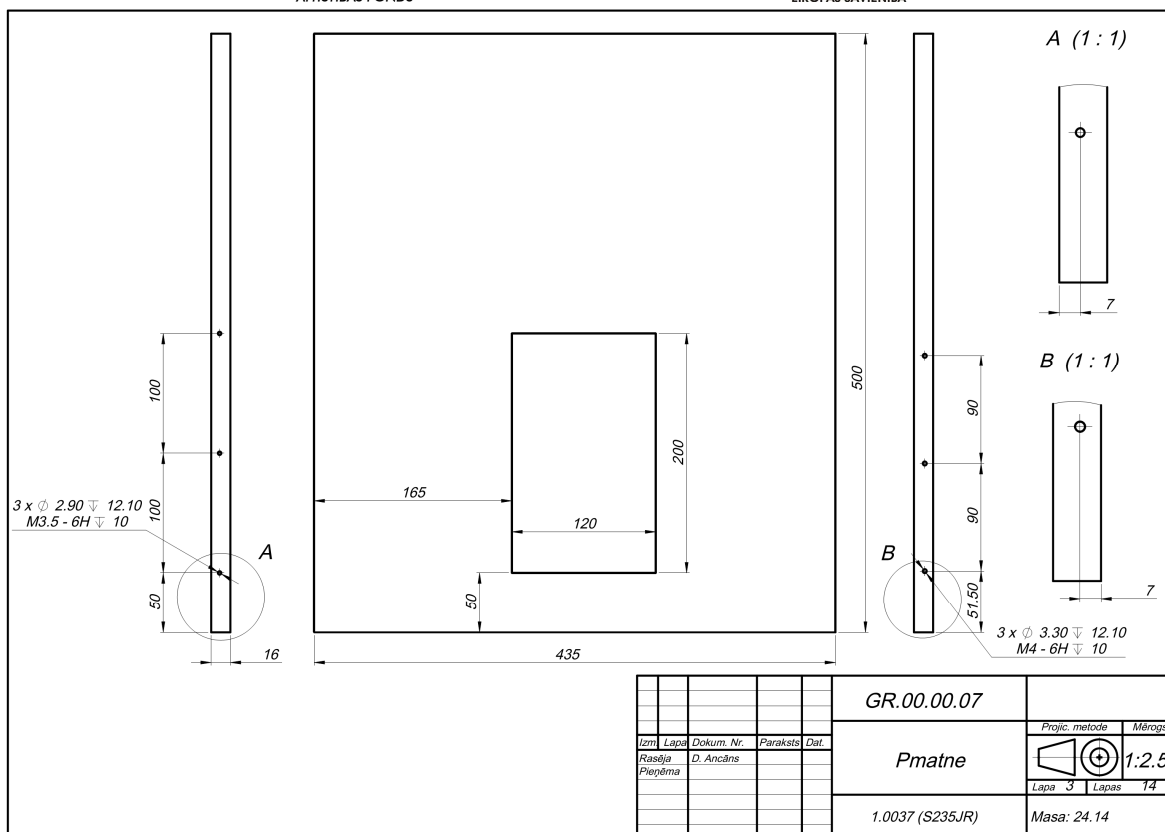
Dozatora korpusss paredzēts daļēji metināts un daļēji sastiprināts ar skrūvēm. Rotoru gultņu nostiprināšanas sāni paredzēti no 16 mm bieza tērauda, lai no gala puses būtu iespējams ieurbt un iestrādāt vītņi priekš gala plāksņu nostiprināšanas. Gala plāksņu stiprināšana ar skrūvēm paredzēta, lai būtu iespējama rotoru ar gultņu korpusiem montāža un demontāža.

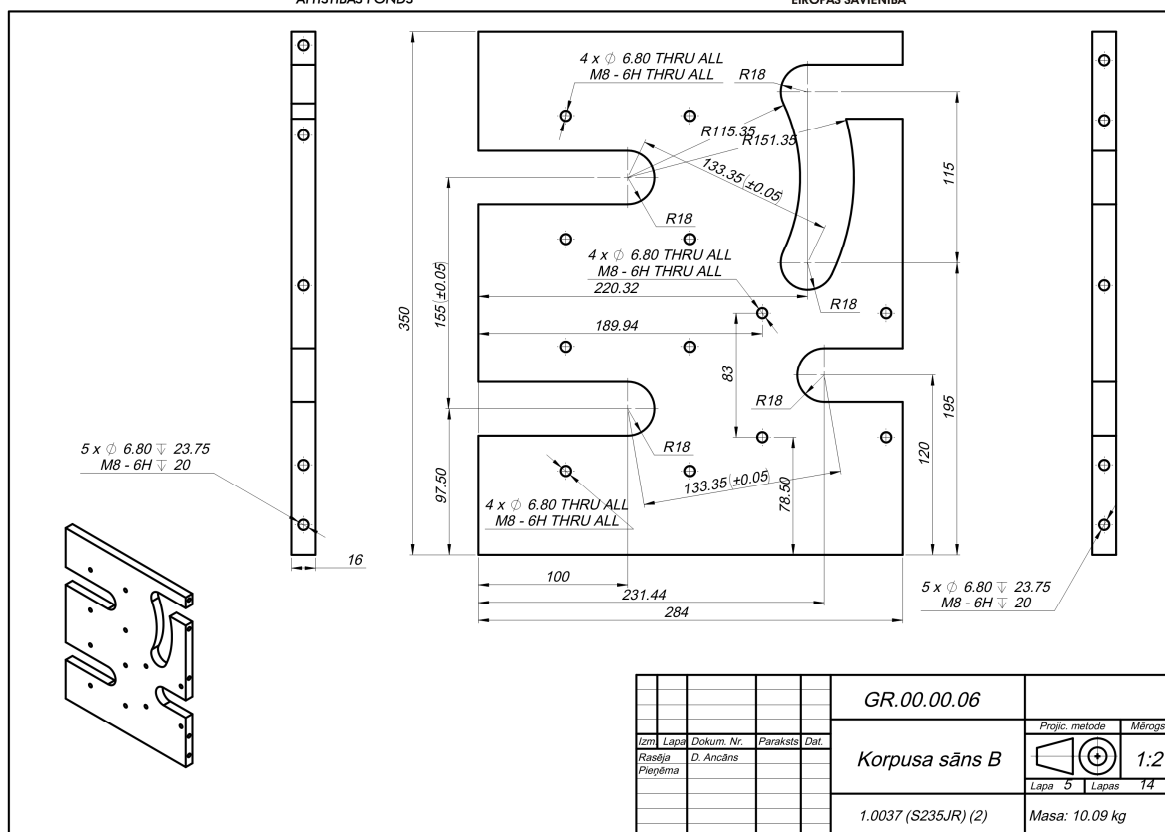


102. att. Dozatora modeļa korpusss GR.00.06.00.



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	Material	Weight	QTY.
1	GR.00.00.07.	Pmatne	1.0037 (S235JR)	24.14	1
2	GR.00.00.05.	Korpasa sāns A	1.0037 (S235JR)	10.09	1
3	GR.00.00.06.	Korpasa sāns B	1.0037 (S235JR) (2)	10.09	1
4	GR.00.00.08.	Augša	1.0037 (S235JR)	6.38	1
5	GR.00.00.17.	Padeves gals	1.0037 (S235JR)	2.67	1
6	GR.00.00.18.	Izejošā gala plāksne	1.0037 (S235JR)	2.97	1
8	GR.00.00.22	Gultņa regulēšanas auss	1.0037 (S235JR)	0.03	4
9	GR.00.08.00.	Y-Gultņa stiprinājuma korpuss		1.77	1
10	GR.00.08.00.Mirror	Y-Gultņa stiprinājuma korpuss		1.77	1
11	MirrorGR.00.08.00.	Y-Gultņa stiprinājuma korpuss		1.77	1
13	Hy.M.0.00.01	Hidromotora kronšteins	1.0037 (S235JR)	1.07	1
14	GR.00.00.27	Stiprības riba	1.0037 (S235JR)	0.13	4
15	GR.00.00.28	M8x55 vītustienis	1.0037 (S235JR)	0.02	2
16	GR.00.00.29	M8x40 vītustienis	1.0037 (S235JR)	0.02	2
17	ISO 10511-M8-N				8
18	GR.00.08.00.Mirror2	Y-Gultņa stiprinājuma korpuss		1.77	1





11. MAISĪŠANAS PROCESA TEORĒTISKĀ IZPĒTE

LITERATŪRAS IZPĒTE UN ANALĪZE PAR SPĒKIEM UN SPRIEGUMIEM MASAS MAISĪŠANAS PROCESĀ

Maisīšanas procesā, masas daļiņām pārvietojoties vienai pret otru, tiek pārvarēti masas iekšējie berzes spēki. Lai šos spēkus varētu izanalizēt, jāsaprot birstošā materiāla īpašības un tajos esošo spriegumu daba.

Atšķirībā no šķidrumiem, birstošu materiālu plūsmas īpašības nav nosakāmas zinot tikai materiāla nosaukumu un ķīmisko sastāvu [2]. Tās nosaka liels skaits citu parametru, piemēram:

- ✓ daļiņu lielums;
- ✓ daļiņu forma (piemēram, apaļas, plakanas, garenas daļiņas);
- ✓ daļiņu virsma (gluda, raupja, asiem stūriem);
- ✓ mitruma sastāvs, utt. [1].

103. attēlā redzams birstošā materiāla elements. Spriegums σ_v darbojas vertikālā virzienā uz birstošo materiālu. Birstošu materiālu mehānikā spiedes spriegums tiek definēts kā pozitīvs. Spriegums σ_h rodas vertikālā sprieguma σ_v rezultātā un darbojas horizontālā virzienā.

Spriegumu attiecība: σ_h pret σ_v tiek definēts kā šķērssprieguma koeficients λ [3]:

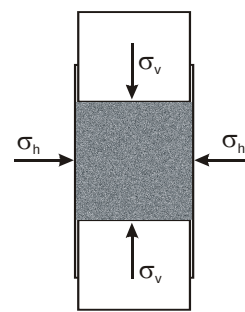
$$\lambda = \frac{\sigma_h}{\sigma_v}, \quad (72)$$

Ja tvertne būtu piepildīta ar šķidrumu, tad šķērssprieguma koeficients λ būtu vienāds ar 1 (hidrostatiskais spiediens), turpretim absolūti stinga ķermeņa gadījumā λ būtu 0. Nedaudz saspiestam birstošam materiālam šis koeficients variē starp 0.3 un 0.6 [3].

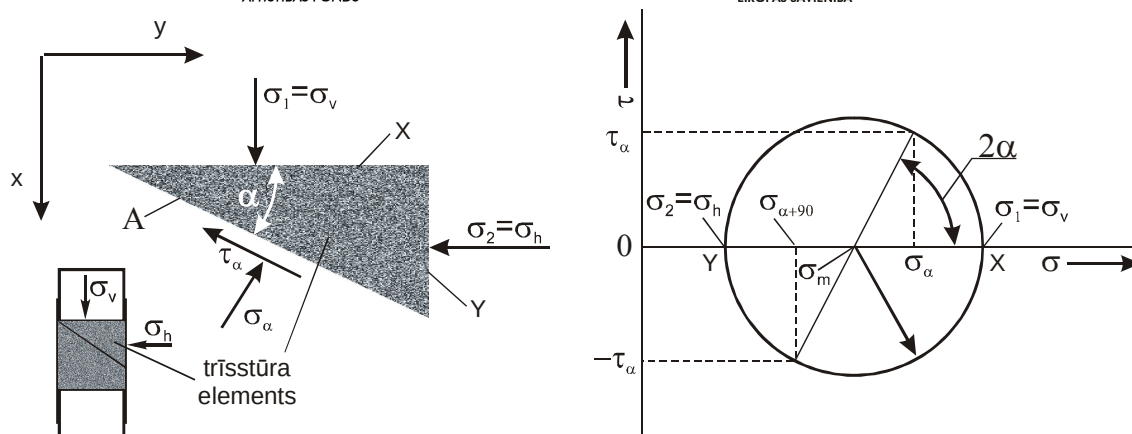
104. attēlā redzams no 103. att. materiāla elementa izgriezts trīsstūrveida birstošā materiāla elements. 103. attēlā redzamajā plaknes spriegumstāvoklī uz augšējo un apakšējo elementa daļu, kā arī uz tvertnes sienām nedarbojas bīdes spriegumi. Normālspriegums σ_α un bīdes spriegums τ_α plaknē, kas novietota leņķī α no y ass, tiek aprēķināti no spēku līdzsvara vienādojuma trīsstūra elementā. Spriegumu līdzsvaru slīpajā plaknē izsaka vienādojums (73) [3]:

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_v + \sigma_h}{2} + \frac{\sigma_v - \sigma_h}{2} \cos(2\alpha) = \sigma_m + \sigma_r \cos(2\alpha) \quad (73)$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_v - \sigma_h}{2} \sin(2\alpha) = \sigma_r \sin(2\alpha) \quad (74)$$



103. att. Birstošā materiāla elements



104. att. Spēku līdzsvars birstoša materiāla elementā,
Mora spriegumu aplis [3]

Ja formulas (73) un (74) attēlo $\sigma - \tau$ diagrammā (normālspriegumi pret tangenciāliem spriegumiem), tad rezultējošā līkne ir Mora spriegumu aplis ar tā centru $\sigma_m = (\sigma_v + \sigma_h)/2$ un rādiusu $\sigma_r = (\sigma_v - \sigma_h)/2$ (104. att.) [3, 14].

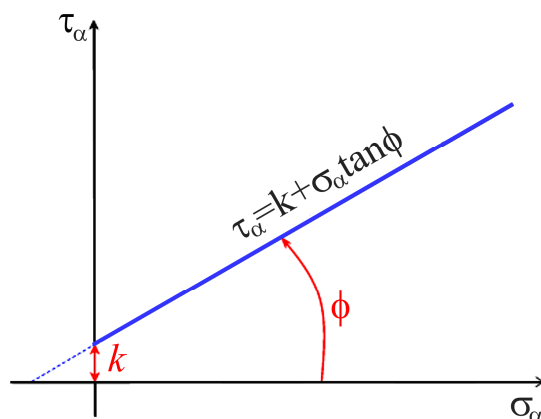
Ņemot vērā, ka 103. attēlā apskatītajā piemērā bīdes spriegumi nedarbojas ne horizontālā, ne vertikālā plaknē, vertikālā sprieguma σ_v vērtība ir vienāda ar lielākā galvenā sprieguma σ_1 vērtību, jo $\sigma_v > \sigma_h$. Tādēļ horizontālais spriegums σ_h ir mazākais galvenais spriegums σ_2 .

Svarīgs šīs analīzes rezultāts ir tas, ka birstošajā materiālā bīdes spriegums var būt arī tiem, atrodoties miera stāvoklī. Tas ir neiespējams šķidrumos, kad tie atrodas miera stāvoklī (atšķirībā no šķidrumiem, birstošie materiāli var veidot slīpu virsmu miera stāvoklī). Rādot miera stāvoklī esoša šķidruma spriegumus (šķidrumiem: spiediens) dažādos šķērs griezumos $\sigma - \tau$ diagrammā, iegūsim spriegumu apli ar rādiusu kas vienāds ar nulli (formula (74) ar $\sigma_h = \sigma_v$ dod $\tau_\alpha = 0$).

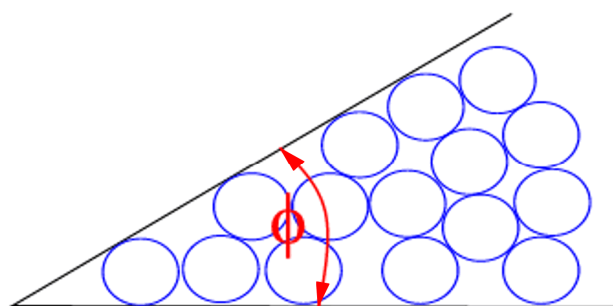
Tecēšanas sākums var tikt aprakstīts ar Mora-Kulona modeli, kas apgalvo, ka materiāls sāks plūst virsmas elementa ar normāli n bīdes rezultātā, ja σ_α sasniedz kritisko vērtību, kas uzdots kā (105. att.) [15, 16]:

$$t_a = k + s_a \tan f, \quad (75)$$

kur k ir zināma materiāla īpašība (apraksta daļiņu kohēzīvo (savienošānās, saistīšanās) stāvokli, kā rezultātā veidojās kohēzīvā bīde) un ϕ ir dabīgā nogrūvuma leņķis (materiāla iekšējās berzes leņķis). Vairākums graudaino materiālu ir nesalīpoši $k=0$. Berzes leņķis saprotams uzskatāmi parādīts 106. attēlā.



105. att. Mora-Kulona attiecība $\sigma_\alpha - \tau_\alpha$ plaknē [15]



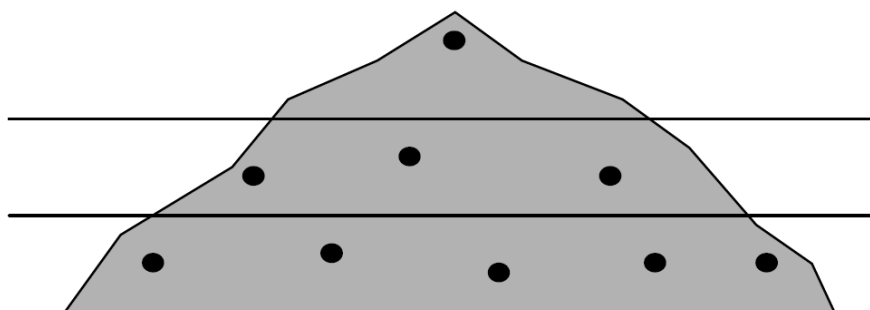
106. att. Iekšējās berzes leņķis jeb dabīgā nogrūvuma leņķis [15]

Dabīgā nogrūvuma leņķis ir mazs, ja graudi ir gludi, liela izmēra vai apaļi, bet tas ir liels lipīgiem, asiem un ļoti smalkiem graudiem. Parasti tas ir starp 15° un 45° . Eksperimenti rāda, ka berzes koeficients samazinās sākoties kustībai, t.i., kinētiskais berzes koeficients ir mazāks par statisko berzes koeficientu. Taču parasti gan statiskais, gan kinētiskais berzes koeficienti aprēķinos tiek pieņemti kā aptuveni vienādi.

12. MAISĪJUMA KVALITĀTES (HOMOGENITĀTES, PROPORCIJAS U.C. PARAMETRU) NOVĒRTĒŠANA DAŽĀDIEM BIOMASU VEIDIEM

Cietās biodeģvielas paraugu ņemšanu reglamentē standarti LVS EN 14778:2011 Cietās biodeģvielas. Paraugu ņemšana (Solid biofuels – Sampling) un LVS EN 14780:2011 Cietās biodeģvielas. Paraugu sagatavošana (Solid biofuels - Sample preparation).

Svarīgi, lai ņemtais paraugs prezentētu visu apskatāmo maisījuma masu. Tāpēc paraugi jāņem vairākās vietās. Ja tā ir tvertne, tad paraugi jāņem tvertnes virskārtā, pa vidu un apakšējā daļā, tāpat maisījuma kvalitāte var atšķirties tvertnes vidusdaļā un malās vai stūros. Ņemot paraugu no nenojuntām glabāšanas vietām, ja tās ir pakļautas nokrišņiem vai tiešiem saules stariem, nepieciešams ņemt virsējo slāni, lai izvairītos no sniega un ledus piemaisījumiem paraugā ziemas laikā un no pārāk slapja vai pārāk sausa parauga citos gadalaikos. Parauga ņemšanas vietas no kaudzes vai glabātuves ir jāsaplāno vienmērīgi pa visu pieejamo virsmu (107. att.).



107. att. Paraugu ņemšanas vietas

1. tabula. Materiālu iedalījums pēc viendabīguma

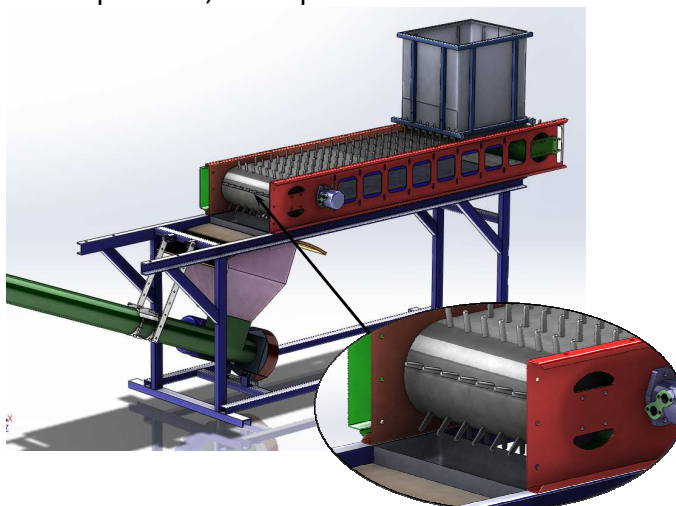
1. grupa	2. grupa	3. grupa
Viendabīga cietā biomasā. Nominālais daļiņu izmērs < 10 mm	Viendabīga cietā biomasā. Nominālais daļiņu izmērs > 10 mm	Neviidabīga cietā biomasā
Piemērs: frēzskaidas, zāģskaidas	Piemērs: koksnes šķeldas, koksnes granulas	Piemērs: ciršanas atliekas, mizas

2. tabula. Vadlīnijas porciju skaita noteikšanai no pārvadāšanas, uzglabāšanas tilpnēm, stacionāriem materiāliem

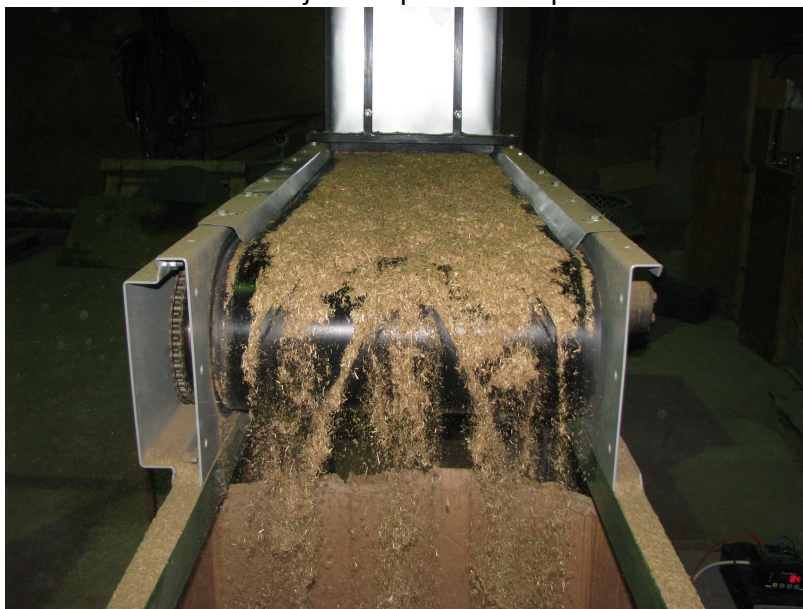
Cietās biomasas tips	Grupa	Piemērs	Ņemšanas porciju skaits atbilstoši biomasas apjomam tilpnē			
			M<30 tonnas	M≤120 tonnas	M≤240 tonnas	M>240 tonnas
Viendabīga cietā biomasā	1. grupa	Zāģskaidas	6	8	11	20
Viendabīga cietā biomasā	2. grupa	Šķeldas, granulas	11	15	20	30
Neviidabīga cietā biomasā	3. grupa	Miza	22	27	34	50

13. MAISĪTĀJA KONSTRUKCIJAS IZSTRĀDE. MAISĪTĀJA EKSPERIMENTĀLĀ MODEĻA IZSTRĀDE.

Maisīšanas procesā svarīga vienmērīga plūsma no dozatoriem. Lai novērtētu cik vienmērīgi masa izplūst no dozatora (108. att.) tvertnes gan pa lentas platumu, gan garumu, vai tā neveido koncentrētas plūsmas nobirstot no konveijera lentes (109. att.), izstrādāta mērīšanas sistēma (110. att.). Ar šo četru spēka devēju palīdzību varēs noteikt plūsmas nevienmērīgumu pa lentes platumu, kā arī plūsmas svārstības noteiktā laika periodā.

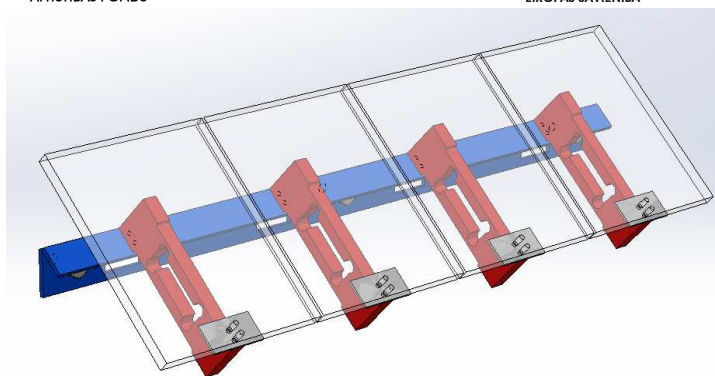


108. att. Maisītāja transportieris ar pirkstveida lenti

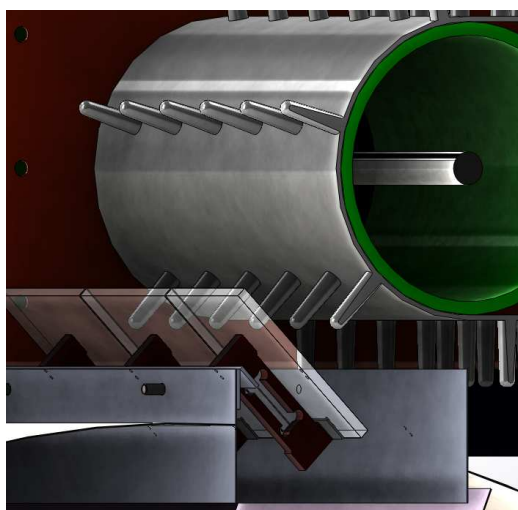


109. att. Nevienmērīga plūsma

110. attēlā redzamo spēka sensoru bloku, paredzēts iemontēt maisītāja modelī, kā redzams 111. attēlā.



110. att. Plūsmas nevienmērīguma mērīšanas sistēma



111. att. Sistēmas montāža maisītāja konstrukcijā.

14. SMALCINĀTAS BIOMASAS UN PIEDEVU MATERIĀLU TEHNOLOĢISKAIS TRANSPORTS

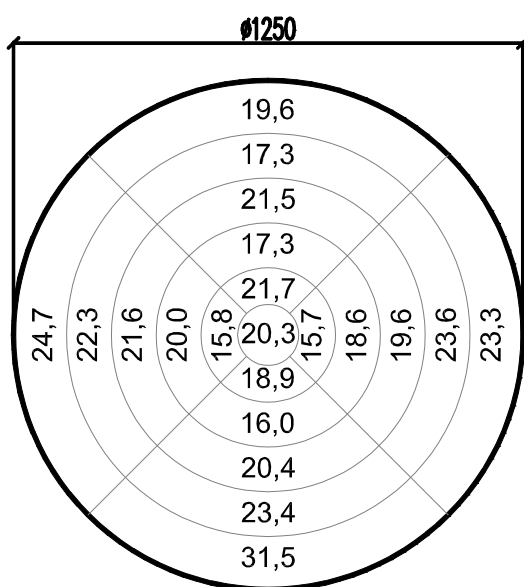
Smalcinātāja prototipa ciklona darbības novērtējums.

Veicot smalcināšanas eksperimentus, tika konstatēts, ka smalcinātāja prototipam nepietiekamas gaisa plūsmas rezultātā smalcinātais materiāls uzkrājas caurulēs, kas savieno smalcinātāju ar ciklonu. Konstatētais fakts iespējams dažādu iemeslu dēļ:

- 1) Smalcinātājs nerada pietiekamu gaisa plūsmu;
- 2) Cauruļu šķērssgriezums nav atbilstošs attiecīgajai gaisa plūsmai;
- 3) Tiek smalcināts pārāk mitrs materiāls;
- 4) Gaisa attīrīšanas mezgls – ciklons rada pārlieku lielu plūsmas pretestību.

Ņemot vērā, ka ir paredzēts veikt biomasas smalcināšanas eksperimentus ar dažādiem smalcināšanas iekārtas rotora apgriezieniem, kas savukārt ietekmē iekārtas radīto gaisa plūsmas apjomu, tad var secināt, ka pirmie divi problēmas iemesli ir iespējami. Palielināt gaisa plūsmu iespējams, palielinot rotora griešanās ātrumu. Rotora griešanās ātruma palielināšana ievērojami palielinās arī iekārtas tukšgaitai nepieciešamo jaudu, kas savukārt samazina iekārtas energoefektivitāti. Lai nodrošinātu iekārtas energoefektīvu darbību ieteicams ir rotoru griezt ar tādu minimālo griešanās ātrumu, kas nodrošina kvalitatīvu smalcināšanas procesu.

Biomasas pārstrādes procesā izejmateriāli ne vienmēr ir ar vienādu mitrumu. Tas atkarīgs no dažādiem faktoriem biomasas uzglabāšanas laikā – uzglabāšanas telpas mikroklimats, ruļļu novietojums, uzglabāšanas ilgums u.c. Smalcināšanas eksperimentos izmantoto ruļļu vidējais mitrums bija 21%, bet mitruma sadalījums ruļļī dažāds (112. att.). No iegūtajiem rezultātiem var redzēt tendenci, ka vismitrākā ir ruļļa apakšpuse, kur $W=31.5\%$, bet vissausākā ir ruļļa augšpuse, kur $W=19.6\%$.



Dati:
 $m=229$ kg
 $H=1,2$ m
Mitrums mērīts 0,5 m dziļumā.

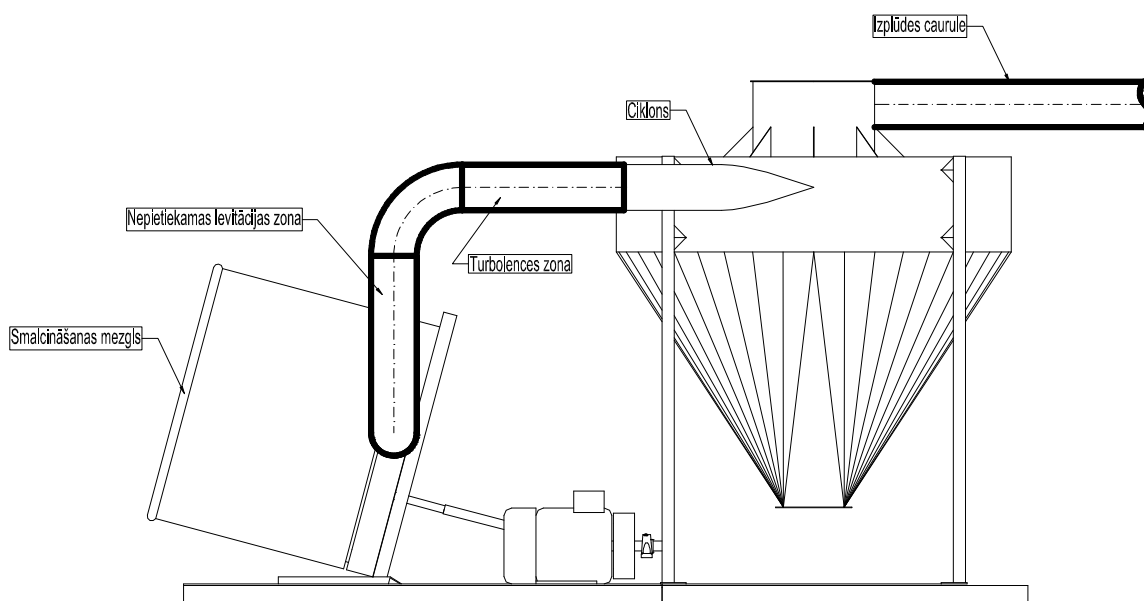
$V=1,47$ m³
 $\rho=155,8$ kg/m³

112. att. Miežabrāļa ruļļa mitruma sadalījums.

Bet ņemot vērā faktu, ka smalcināšanas iekārtā rullis rotē un tiek smalcināts pakāpeniski pa visu perimetru, tad jāņem vērā ir tikai aprēķinātā ruļļa mitruma vidējā vērtība. Prakse rāda, ka mitrs izejmateriāls, kas rada dažādu smalcināšanas iekārtu darbības

traucējumus, ir tad, ja mitrums pārsniedz 30%. Attiecīgajā gadījumā tiek secināts, ka smalcināšanas eksperimentos izmantotais izejmateriāls ir pietiekami sauss, un nevar būt par iemeslu kādēļ materiāls sastājas tehnoloģiskajās materiāla transportēšanas caurulēs.

Ciklona novietojums telpā ir tāds, ka pie izplūdes ir nepieciešams pievienot 4 m garu izplūdes cauruli, lai attīrītais gaiss tiktu izvadīts ārpus telpām. Ciklona konstrukcija un tam pievienotās gaisa vadu caurules rada gaisa plūsmai pretestību, kā rezultātā palielinās pretpiediens pie smalcināšanas iekārtas izplūdes atveres. Radītais pretpiediens samazina gaisa plūsmas apjomu. Esošais gaisa plūsmas apjoms ir nepietiekams, lai transportētu smalcināto materiālu no smalcināšanas iekārtas līdz ciklona piltuvei. Mazākās daļiņas kopā ar gaisa plūsmu tiek paceltas uz augšu un aiztransportētas uz ciklonu, savukārt lielākās un smagākās daļiņas gaisa plūsma nespēj pacelt un tās zaudē savu kustības ātrumu. Šā iemesla dēļ lielākās un smagākās daļiņas uzkrājas kādā no gaisa cauruļvadu posmiem un veido aizsprostojumu, kas savukārt pārtrauc smalcināšanas iekārtas normālu darba režīmu.



113. att. Smalcināšanas prototipa gaisa plūsmas shēma.

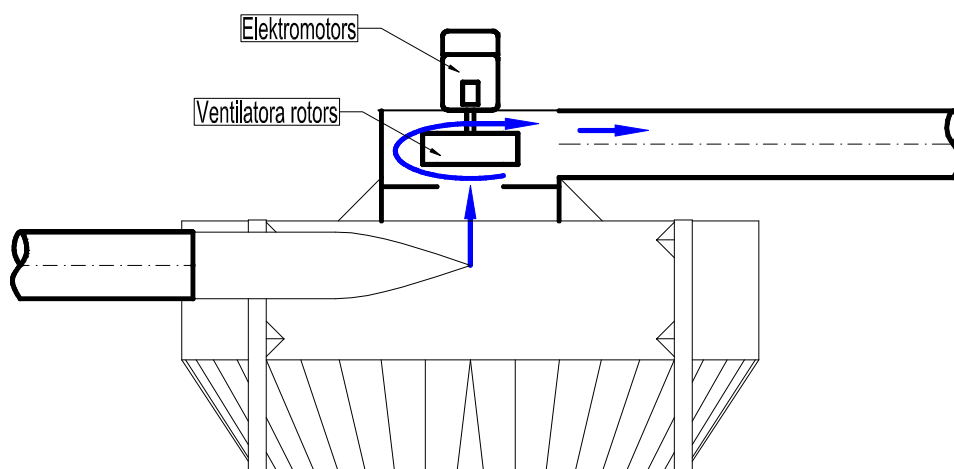
Smalcināšanas mezgla darba laikā novērots, ka gaisa cauruļvadā tieši aiz 90° līkuma ir sastājies smalcinātais materiāls, kas rada samazinātu šķērsriezuma laukumu materiāla transportēšanai. Samazinātais šķērsriezuma laukums savukārt rada papildus pretestību gaisa plūsmai.

Ņemot vērā konstatētos faktus, iekārtas darbības specifiku, materiāla plūsmas parametrus un īpašības ir izstrādāti priekšlikumi, kas nodrošinātu smalcināšanas prototipa efektīvu darbību:

- 1) Ciklonu aprīkot ar papildus ventilatoru, kas nodrošinātu vienmērīgu un pietiekamu gaisa plūsmu;
- 2) Pārbūvēt gaisa cauruļvadus tā, lai to kopgarums būtu pēc iespējas mazāks;
- 3) Izveidot ciklona piltuvē inspekcijas lūku, kas ļauj kontrolēt piltuves pildījuma līmeni.

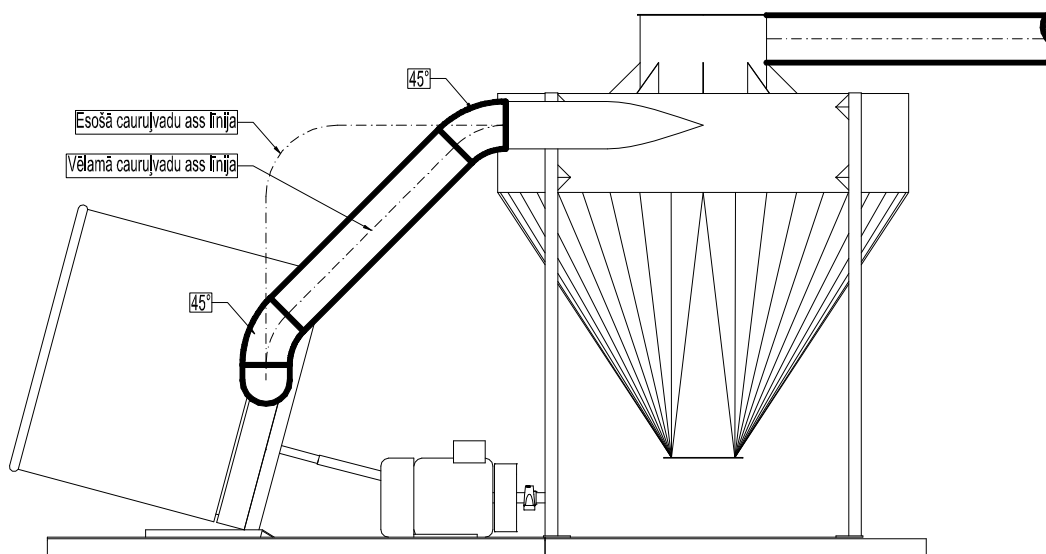
Ciklona konstruktīvais risinājums ļauj pārbūvēt ciklona augšdaļu un tajā iemontēt papildus ventilatoru (114. att.). Papildus ventilators nodrošinātu tādu gaisa plūsmas apjomu, kāds nepieciešams smalcinātas biomasas levitācijai. Nodrošinātais gaisa plūsmas apjoms ļaus veikt smalcināšanas eksperimentus, mainot rotora griešanās ātrumu. Šādā veidā būs

iespējams noteikt, kādi ir attiecīgās iekārtas rotora minimālais rotācijas ātrums pie kura notiek pietiekami kvalitatīvas smalcināšanas process.



114. att. Ciklona papildus ventilatora novietojuma skice.

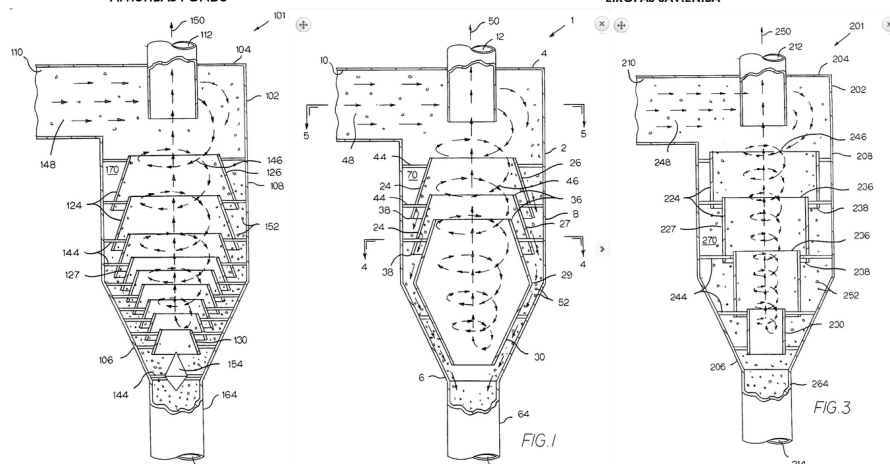
Gaisa cauruļvadus būtu vēlams būvēt tā, lai to kopgarums būtu pēc iespējas īsāks, kā arī izvairīties no asiem pagriezieniem gaisa plūsmas shēmā. Piedāvātais variants ir aizvietot 90° līkumu ar diviem 45° līkumiem (115. att.).



115. att. Smalcināšanas prototipa gaisu cauruļvadu shēma ar samazinātu kopgarumu.

Inspekcijas lūkas izveide nepieļautu ciklona piltuves pārpildīšanos, kā rezultātā var tikt traucēta efektīva gaisa un smalcinātās biomasas atdalīšana. Inspekcijas lūku iespējams izveidot taisnstūra formas, novietojot to vertikāli pie ciklona piltuves sānu malas. Inspekcijas lūku iespējams aizvietot arī ar sensoriem kas fiksētu ciklona pildījumu. Izmantojot sensorus būtu iespējams automatizēt ciklona iztukšošanas procesu.

Pie nosacījuma, ka smalcināšanas prototipam ir nodrošināta pietiekama gaisa plūsma, iespējams uzlabot ciklona darbības efektivitāti izmantojot patentā Nr. 07434694 piedāvātos materiāla seperēšanas tehnoloģiskos uzlabojumus (116. att.).



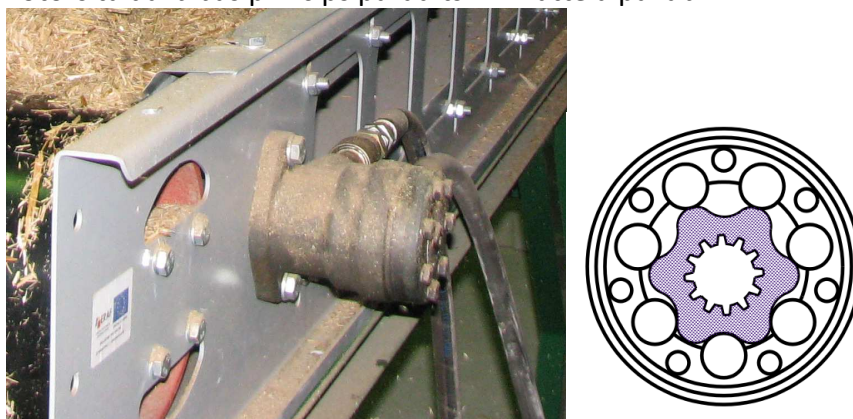
116. att. Patenta Nr.07434694 seperēšanas iekārtas.

Uzlabojot ciklona darbības efektivitāti, iespējams samazināt apkārtējā vidē nonākošo smalcināto biomasas daļiņu apjomu.

15. MAISIŠANAS EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI: MAISIŠANAI NEPIECIEŠAMĀS JAUDAS NOTEIKŠANA, ĪPATNĒJAIS ENERĢIJAS PATĒRIŅŠ, ROTĒJOŠO DAĻU DINAMISKĀS LĪDZSVAROŠANAS EKSPERIMENTI, UTT.

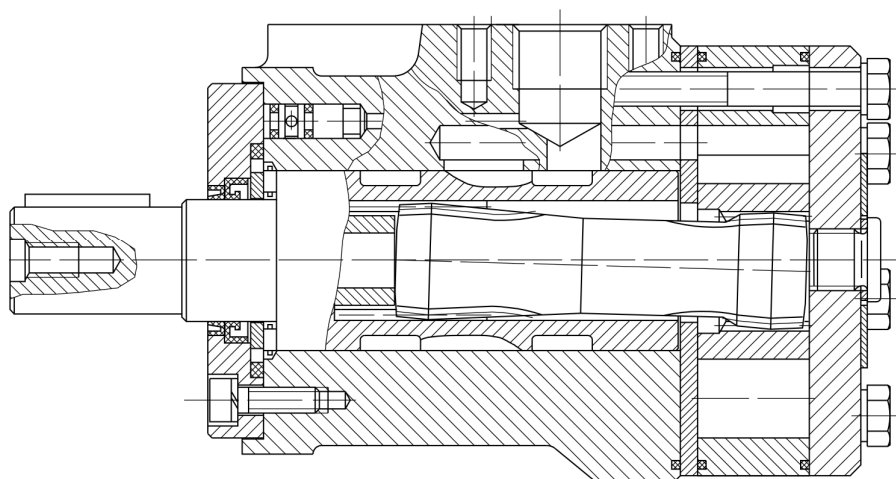
MAISĪTĀJA DOZATORA PIEDZIŅAI NEPIECIEŠAMĀS JAUDAS NOTEIKŠANA

Maisītāja dozatoru piedziņai tiek izmantots hidromotors EPRM 50 (117. att.). Tas ir rotortipa hidromotors tā darbības princips parādīts 117. attēlā pa labi.



117. att. Hidromotors maisītāja dozatora piedziņai

Rotortipa griezums parādīts 118. attēlā. Šeit varam saskatīt, ka griezes moments no iekšējā rotora uz hidromotora izejas vārpstu tiek pārvadīts ar vārpstu, kas nostiprināta tikai sazobē ar iepriekšminētajiem elementiem.

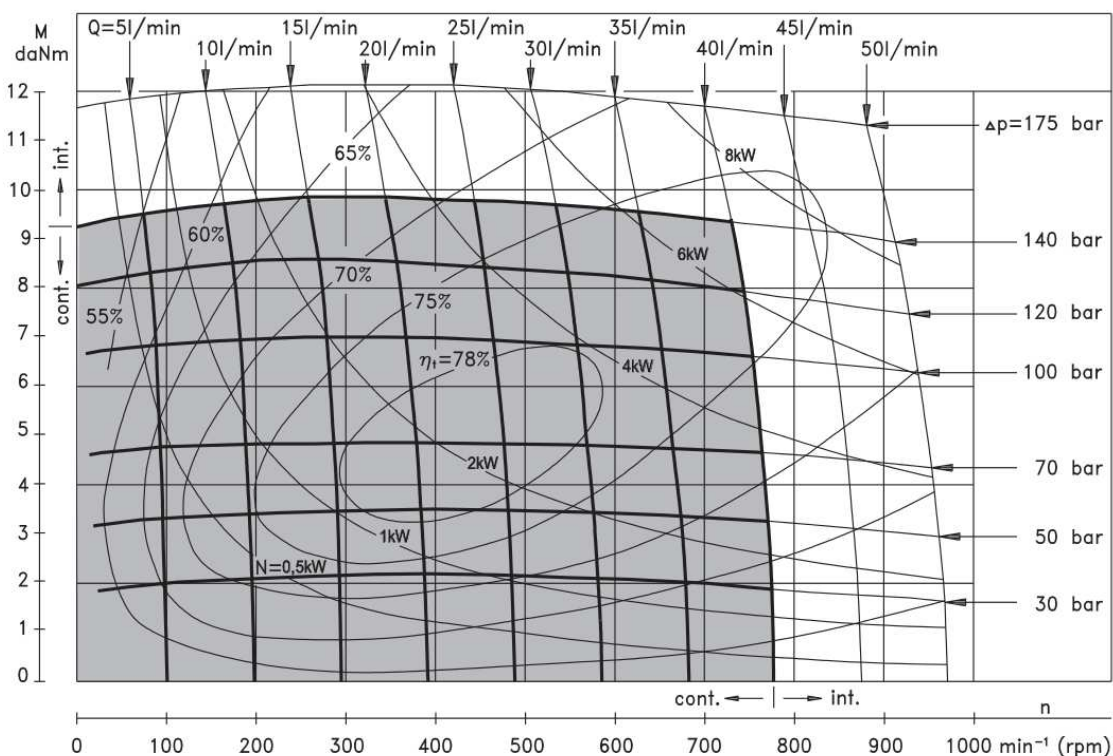


118. att. Hidromotora griezums

Hidromotora piedziņai patērētā jauda ir atkarīga no pievadītā spiediena krituma un apgriezieniem. Eksperimentu laikā spiediena kritums uz hidromotoru bija diapazonā no 5 – 30 bar. Pie zemiem apgriezieniem 0.75 apgr. s^{-1} tas bija 5 bar, atsevišķos gadījumos, masai

iespiežoties starp lentu un tvertnes atveri, tas uzlēca līdz 20 bar. Sasniedzot augstākus apgriezienus - $3.75 \text{ apgr. s}^{-1}$, spiediena kritums sasniedza 30 bar. Pēc grafika (119. att.) redzam, ka pie eksperimentos izmantotiem max. $225 \text{ apgr. min}^{-1}$ nepieciešamais sūkņa ražīgums ir 10 l min^{-1} , un patērētā jauda ir zem 0.5 kW . Hidromotora lietderības koeficients šajā zonā ir ap 65%.

EPRM 50



119. att. Hidromotora parametru raksturlīknes

EKSPERIMENTĀLO PĒTĪJUMU VEIKŠANA -MAISĪTĀJA DOZATORA RAŽĪGUMA, ATKARĪBĀ NO ROTĀCIJAS ĀTRUMA, NOTEIKŠANA

Maisītāja dozatora ražīgums jānosaka, lai varētu aprēķināt maisītāja aktīvajā zonā nonākušās masas daudzumu. Maisītāja aktīvā zona ir laukums, kur abu dozatoru lentas savstarpēji mijiedarbojoties veic divu biomasu samaisīšanu. Maisītāja dozatoru ražīgums ir atkarīgs no dzenošā ruļļa rotācijas frekvences. Eksperimentiem tika izmantotas piecas dažādas rotācijas frekvences: 0.25 ; 0.5 ; 0.75 ; 1 un 1.25 apgr s^{-1} .

Dozatora ražīguma izmaiņas atkarībā no rotācijas frekvences parādītas 1. tabulā. Šajā eksperimentā dozatora tvertnes atveres platums bija 20 mm . Tvertne tika piepildīta ar smalcinātu Miežabrāļa stiebru (*Reed Canarygrass*) masu. Tika uzņemts tvertnes iztukšošanās laiks un, nosverot, noteikta masa, kas šajā laikā izplūdusi caur dozatora atveri.

120. att. parādīta maisītāja dozatora eksperimentālā shēma. Dozatora piedziņa realizēta ar hidromotora palīdzību. Dzenošā ruļļa rotācijas ātrums tika regulēts ar plūsmas regulatoru. Rotācijas frekvence noteikta, izmantojot induktīvo devēju un impulsu skaitītāju.

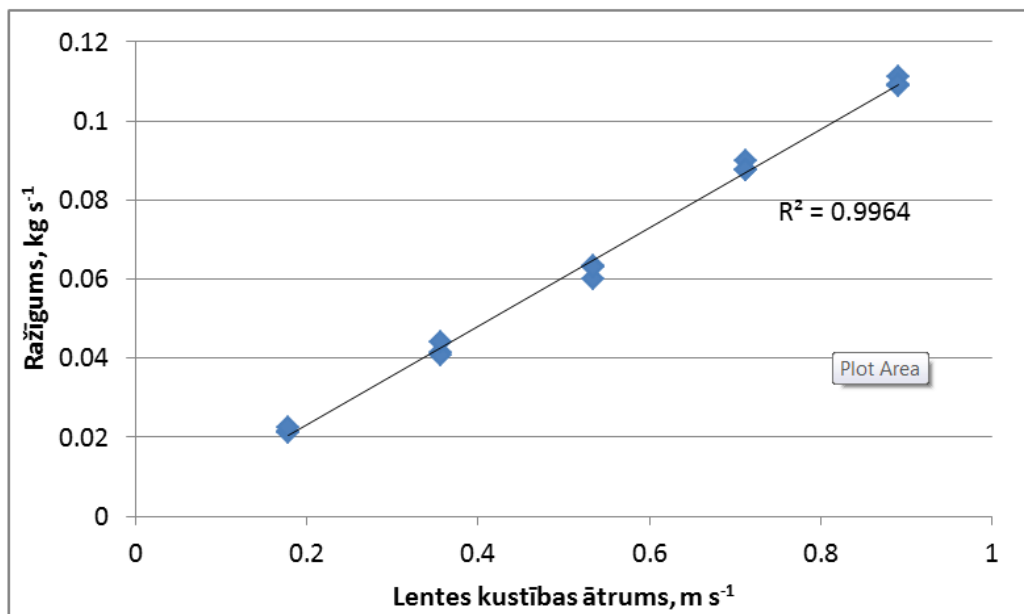


120. att. Dozatora ražīguma noteikšana

1. tabula. Dozatora ražīgums – atvere 20 mm

Rotācijas frekvence, apgr s ⁻¹	Lentes kustības ātrums, m s ⁻¹	Masa, kg	Atveres platums, mm	Laiks, s	Ražīgums, kg s ⁻¹
0.25	0.178195	9.413	20	442	0.021296
0.25	0.178195	9.324	20	431	0.021633
0.25	0.178195	9.263	20	413	0.022429
0.5	0.35639	9.732	20	234	0.04159
0.5	0.35639	9.634	20	236	0.040822
0.5	0.35639	9.625	20	219	0.04395
0.75	0.534585	9.524	20	150	0.063493
0.75	0.534585	9.44	20	157	0.060127
0.75	0.534585	9.37	20	149	0.062886
1	0.71278	9.539	20	106	0.089991
1	0.71278	9.449	20	108	0.087491
1	0.71278	9.555	20	109	0.087661
1.25	0.890975	9.458	20	85	0.111271
1.25	0.890975	9.355	20	86	0.108779
1.25	0.890975	9.495	20	87	0.109138

121. attēls parāda, ka rotācijas frekvenci un dozatora ražīguma saista lineāra sakarība ar labu korelāciju. To parāda determinācijas koeficients, kas šajā gadījumā ir 0.996.



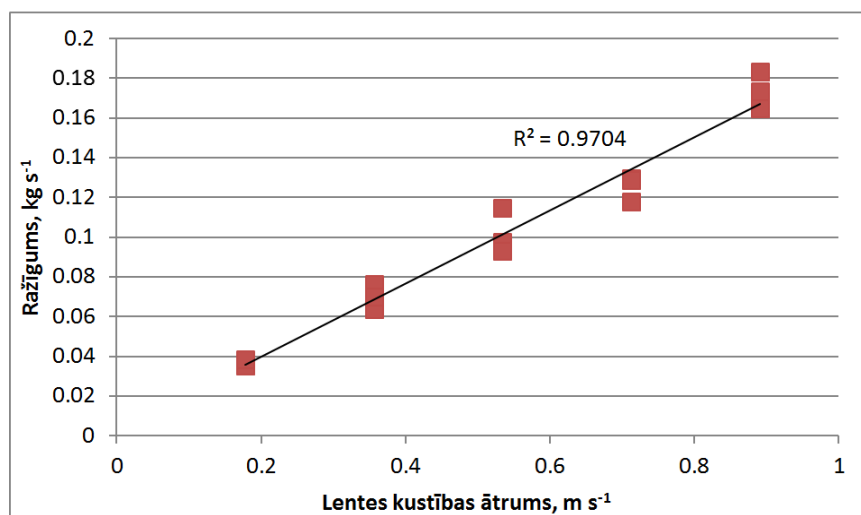
121. att. Maisītāja dozatora ražīgums - atvere 20 mm

Otrajā tabulā apkopoti dati eksperimentu sērijai, kurā dozatora tvertnes atveres platums bija 40 mm.

2. tabula. Dozatora ražīgums – atvere 40 mm

Rotācijas frekvence, apgr s ⁻¹	Lentes kustības ātrums, m s ⁻¹	Masa, kg	Atveres platums, mm	Laiks, s	Ražīgums, kg s ⁻¹
0.25	0.178195	10.047	40	270	0.037211
0.25	0.178195	10.017	40	284	0.035271
0.25	0.178195	10.009	40	260	0.038496
0.5	0.35639	9.774	40	128	0.076359
0.5	0.35639	9.825	40	155	0.063387
0.5	0.35639	9.811	40	140	0.070079
0.75	0.534585	9.76	40	100	0.0976
0.75	0.534585	9.72	40	85	0.114353
0.75	0.534585	9.758	40	105	0.092933
1	0.71278	9.697	40	75	0.129293
1	0.71278	10.037	40	78	0.128679
1	0.71278	9.992	40	85	0.117553
1.25	0.890975	9.894	40	60	0.1649
1.25	0.890975	9.894	40	54	0.183222
1.25	0.890975	9.869	40	57	0.17314

122. att. redzams, ka palielinoties atveres platumam, palielinās arī datu izkliede.

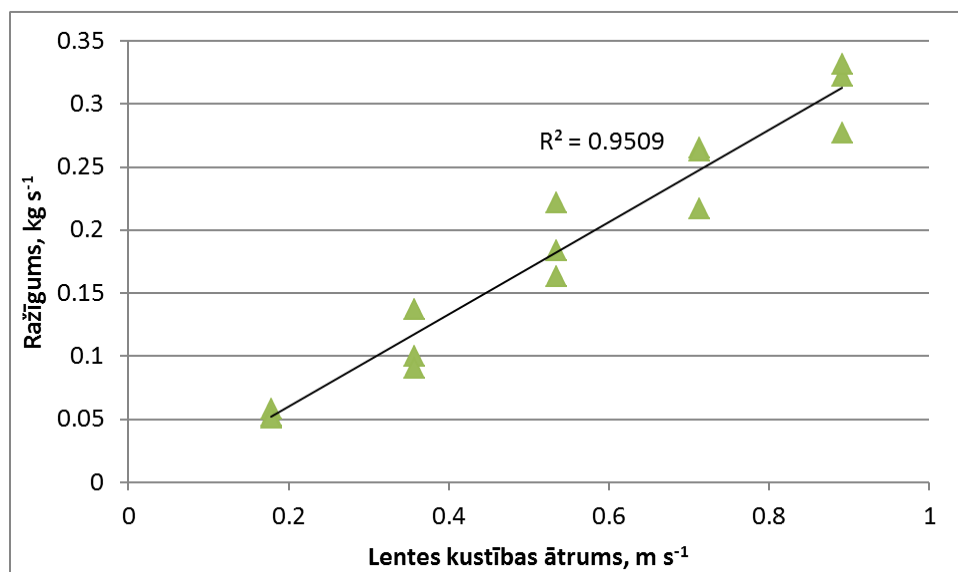


122. att. Maisītāja dozatora ražīgums

3. tabulā apkopotie un 123. attēlā atspoguļotie dati ir eksperimentu sērijai ar tvertnes atveres platumu 75 mm.

3. tabula. Dozatora ražīgums – atvere 75 mm

Rotācijas frekvence, apgr s ⁻¹	Lentes kustības ātrums, m s ⁻¹	Masa, kg	Atveres platums, mm	Laiks, s	Ražīgums, kg s ⁻¹
0.25	0.178195	9.85	75	170	0.057941
0.25	0.178195	9.815	75	185	0.053054
0.25	0.178195	9.771	75	190	0.051426
0.5	0.35639	9.698	75	97	0.099979
0.5	0.35639	9.63	75	106	0.090849
0.5	0.35639	9.597	75	70	0.1371
0.75	0.534585	9.814	75	60	0.163567
0.75	0.534585	9.776	75	44	0.222182
0.75	0.534585	9.746	75	53	0.183887
1	0.71278	9.807	75	37	0.265054
1	0.71278	9.776	75	45	0.217244
1	0.71278	9.734	75	37	0.263081
1.25	0.890975	9.687	75	35	0.276771
1.25	0.890975	9.663	75	30	0.3221
1.25	0.890975	9.621	75	29	0.331759

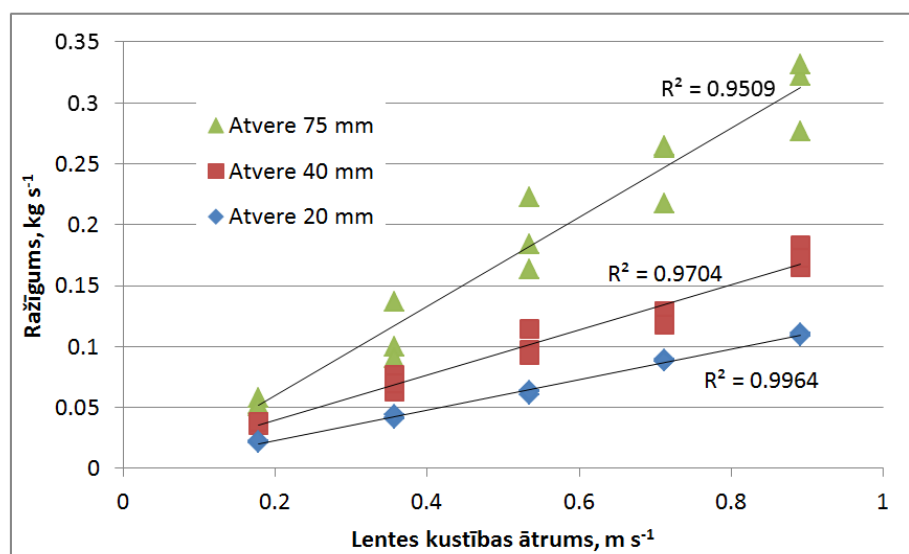


123. att. Maisītāja dozatora ražīgums

EKSPERIMENTĀLO PĒTĪJUMU VEIKŠANA -MAISĪTĀJA DOZATORA RAŽĪGUMA, ATKARĪBĀ NO TVERTNES ATVERES REGULĒJUMA, NOTEIKŠANA

Pieaugot tvertnes atveres platumam pieaug dozatora ražīgums, bet pieaug arī datu izkliede, tas nozīmē, ka dozators strādā nevienmērīgāk. Dozatora darbība tieši atsaucās arī uz maisījuma kvalitāti, tas nozīmē, ka nevienmērīgi darbojoties dozatoram, maisījums būs nehomogēnāks.

124. attēlā sniegtais salīdzinājums parāda, ka pie dozatora tvertnes atveres platuma – 20 mm, tas strādā visstabilāk.

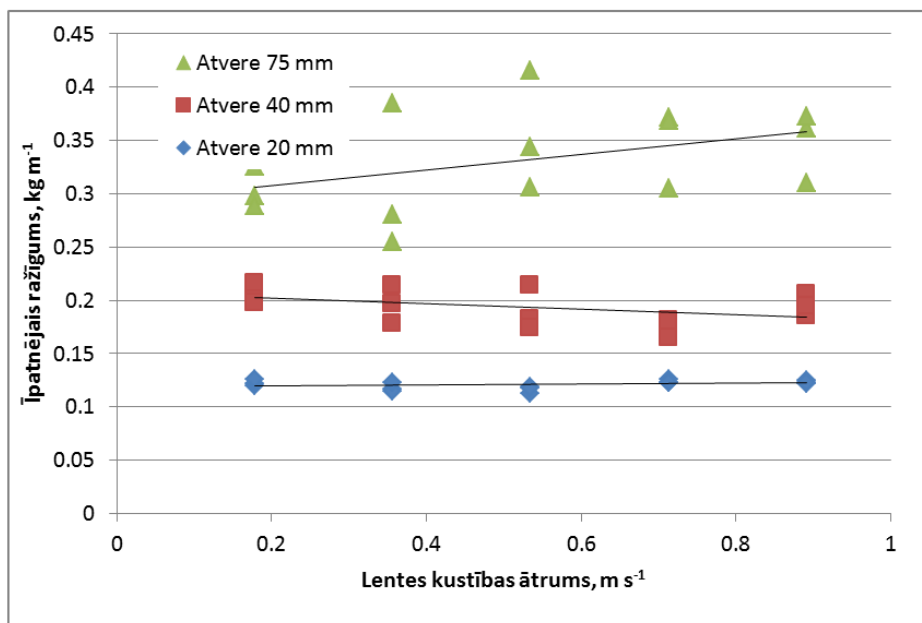


124. att. Dozatora ražīgums ar dažādiem tvertnes atveres platumiem

EKSPERIMENTĀLO DATU APSTRĀDE UN ANALĪZE

Apskatot 125. attēlu var novērot, ka lentas kustības ātrums būtiski neietekmē dozatora īpatnējo ražīgumu, ja tvertnes atveres platums ir 20 mm.

126. attēlā redzams smalcinātās masas plūsmas raksturs. Tā kā masas daļiņas ir relatīvi garas, tās savā starpā saķeras, un no tvertnes tiek izrautas tikai ar lentas izciļņiem.



125. att. Dozatora īpatnējais ražīgums pie dažādiem tvertnes atveres platumiem



126. att. Biomasas plūsma no dozatora

Palielinoties atveres lielumam (125. att.), palielinās arī īpatnējā ražīguma izkliede. Tas saistīts ar plūsmas nevienmērīgumu. Plūsmas nevienmērīgumu izraisa tvertnes atveres aizsprostošanās (127. att.) un pēc tam sekojošo izrāvumu veidošanās (128. att.).



127. att. Aizsprotojumu veidošanās



128. att. Masas izrāvumu veidošanās

4., 5. un 6. tabulās veikta datu statistiskā apstrāde, analizēti dozatora īpatnējā ražīguma rezultāti pie dažādiem lentas kustības ātrumiem atkarībā no tvertnes atveres platuma. Datu vidējā aritmētiskā vērtība (*Mean*) norāda, ka īpatnējais ražīgums pieaug palielinoties atveres platumam, taču arī standartnovirze (Standard Deviation) un mērījumu kļūda (pēdējā rinda tabulās) pieaug.

4. tabula. Datu analīze (atvere 20 mm)

Mean	0.120778
Standard Error	0.001053
Median	0.12209
Mode	#N/A
Standard Deviation	0.004079
Sample Variance	1.66E-05
Kurtosis	-0.35473
Skewness	-0.62726
Range	0.013778
Minimum	0.112475
Maximum	0.126253
Sum	1.811673
Count	15
Confidence Level(95.0%)	0.002259

5. tabula. Datu analīze (atvere 20 mm)

Mean	0.192917
Standard Error	0.004206
Median	0.194327
Mode	#N/A
Standard Deviation	0.016291
Sample Variance	0.000265
Kurtosis	-1.22181
Skewness	0.005154
Range	0.051112
Minimum	0.164922
Maximum	0.216034
Sum	2.89376
Count	15
Confidence Level(95.0%)	0.009022

6. tabula. Datu analīze (atvere 20 mm)

Mean	0.33249534
Standard Error	0.01173975
Median	0.32515602
Mode	#N/A
Standard Deviation	0.04546785
Sample Variance	0.00206733
Kurtosis	-0.8738322
Skewness	0.11497429
Range	0.16070079
Minimum	0.25491472
Maximum	0.41561551
Sum	4.98743004
Count	15
Confidence Level(95.0%)	0.02517925

129. attēlā redzams masas izvietojums tvertnē, tās iztukšošanās laikā. Masa dozējot tiek ņemta no tvertnes aizmugurējās daļas un vilkta pa apakšu priekšpusē uzkrājušajai masai. Lai samazinātu masas dozēšanai nepieciešamo jaudu, tvertnes atvere varētu tikt samazināta, taču jāievēro, ka tādā gadījumā tiktu samazināta arī masas plūstamība, t.i. var rasties aizsprostojumi un masa līdz lentei nenotākt.



129. att. Masas izvietojums tvertnei iztukšojoties

LITERATŪRA

1. Schulze D. *The Behaviour of Powders and Bulk Solids* [tiešsaiste]: [skatīts 2012-11-5]. Pieejams: <http://www.dietmar-schulze.de/grdle1pr.html>
2. Oms M., Roberts A. W. The reduction and control of flow pressures in cracked grain silos. *Bulk Solids Handling*, Vol. 5, No. 5, 1985, p. 33-39.
3. Kwade A.; Schulze D; Schwedes J. Determination of the Stress Ratio in Uniaxial Compression tests. *Powder Handling & Processing*, Nr. 6, 1994, p. 61-65 and p.199-203.
4. Jenike A.W. *Storage and Flow of Solids*. Salt Lake City: University of Utah, 1970. 198 p.
5. Schwedes J. *Fließverhalten von Schüttgütern in Bunkern*. Weinheim: Verlag Chemie, 1968. 128 p.
6. Schwedes, J. Fließverhalten von Schüttgütern in Bunkern. *Chemie Ingenieur Technik*, Nr. 48, 1976, p. 294-300.
7. Martens, P. *Silohandbuch*. Berlin: Verlag Ernst & Sohn, 1988. 286 p.
8. Molerus, O. *Schüttgutmechanik*. Berlin - Heidelberg - New York: Springer Verlag, 1985. 373 p.
9. Schulze D., Schwedes J. *Fließverhalten von Schüttgütern*. Hamburg: Behr's Verlag, 1993. 220 p.

10. Schulze D. Zur Fließfähigkeit von Schüttgütern: Definition und Meßverfahren. *Chemie Ingenieur Technik*, Nr. 67, 1995, p. 60-68.
11. Schulze D. Flowability of Bulk Solids - Definition and Measuring Techniques. *Powder and Bulk Engineering*, Nr. 10, 1996, p. 45-61, and p. 17-28.
12. Schwedes J., Schulze D. Measurement of Flow Properties of Bulk Solids. *Powder Technology*, Nr. 61, 1990, p. 59-68.
13. Chulia D., Deleuil M., Pourcelot Y (Editors). *Powder Technology and Pharmaceutical Processes. Handbook of Powder Technology*. Elsevier Science Pub. Co. 1994. 584 p.
14. Schulze D. *Flow Behaviour of Powders and Bulk Solids* [tiešsaiste]: [skatīts 2012-11-08]. Pieejams: <http://www.dietmar-schulze.de/grdle1.html>
15. Dartevelle, S., *Numerical and granulometric approaches to geophysical granular flows* [tiešsaiste]: Ph.D. thesis, Michigan Technological University, Department of Geological and Mining Engineering, Houghton, Michigan [skatīts: 2012-11-5]. Pieejams: <http://www.granular-volcano-group.org/phd/>
16. Р.Л. Зенков. *Механика насыпных грузов*. Москва: Машиностроение, 1964 г. 250с.

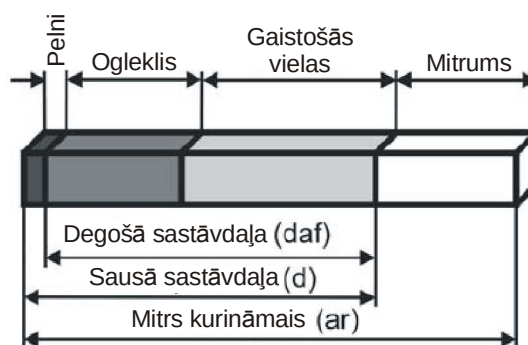
MAISĀMĀS BIOMASAS MITRUMA SATURA UN SASMALCINĀTO STIEBRU DAĻIŅU LIELUMA SADALĪJUMA NOTEIKŠANA.

Mitruma noteikšana ir svarīga procedūra kurināmā pieņemšanā, it sevišķi, ja kurināmā daudzums tiek noteikts sverot.

Lai noteiktu mitruma var tikt izmantotas vairākas alternatīvas (130. att.):

- ✓ sastāvs svara procentos no sausās daļas (d);
- ✓ sastāvs svara procentos no mitrās daļas jeb kopējās masas (ar);
- ✓ sastāvs svara procentos no degošās komponentes (daf).

Ogleklis paliek, ja kurināmo silda standartizētā temperatūrā, pie kuras atdalās gaistošās vielas un mitrums.



130. att. Cietā kurināmā komponentes

Tā kā mitruma saturs kurināmajā mainās plašās robežās, tad literatūrā pelnu un gaistošo vielu saturs tiek izteikts uz sausās substances bāzes. Praktiskiem aprēķiniem mitruma saturs biokurināmajam tiek izteikts no kopējās kurināmā masas.

Mitruma sastāvs kurināmajā tiek noteikts kaltējot to pie temperatūras 105 ± 2 °C līdz parauga masa vairs nemainās [4, 5, 6]:

$$M_{ar} = \frac{(m_1 - m_2)}{m_1} 100, \quad (76)$$

kur M_{ar} – mitruma sastāvs izteikts no kopējās masas, %;
 m_1 – kurināmā masa,
 m_2 – izžāvēta kurināmā masa.



131. att. Krāsniņa mitruma noteikšanai

1. tabulā apkopoti dati par dozēšanas eksperimentos izmantoto Miežabrāļa mitrumu.

1. tabula. Masas mitruma noteikšana Miežabrālim

Parauga Nr.	Parauga kopējā masa, kg	Sausa parauga masa, kg	Mitruma saturs, %
1	227.08	176.12	22.44
2	209.28	164.41	21.44
3	207.95	162.64	21.79
4	252.01	196.54	22.01
5	239.65	186.45	22.2
6	232.51	181.96	21.74
7	208.63	162.86	21.94
8	196.98	153.03	22.31
9	191.24	150.28	21.42
10	217.68	170.03	21.89
11	210.62	163.23	22.5

Eksperimentos izmantotās smalcinātās Miežabrāļa masas daļiņu lieluma sadalījuma noteikšana tika veikta ar sietu metodi (132. att.).



132. att. Sietu metode

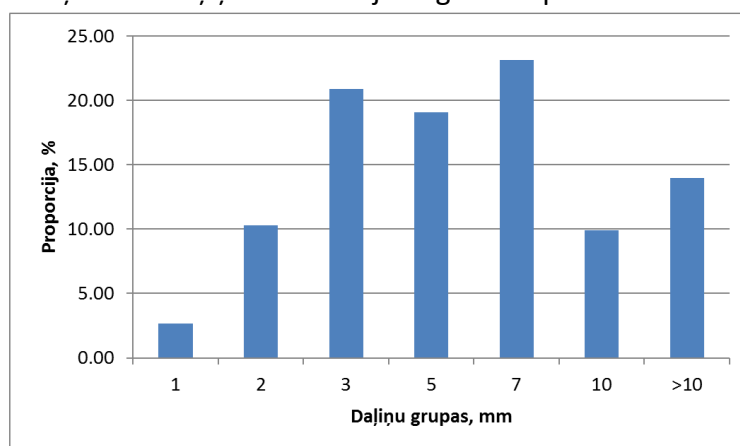
131. tabulā apkopoti dati par daļiņu lielumu sadalījumu.

2. tabula. Masas daļiņu lieluma sadalījuma noteikšana Miežabrālim

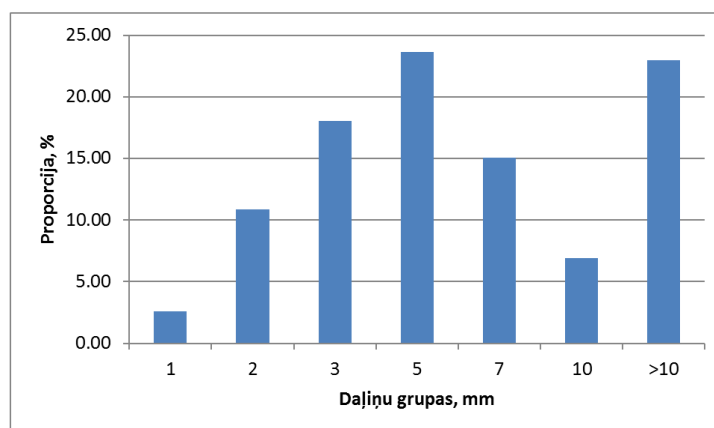
Sadalījums norādīts %

Parauga Nr.	Sieta acs izmērs, mm						
	1	2	3	5	7	10	>10
1	2.68	10.29	20.89	19.11	23.15	9.92	13.96
2	2.60	10.83	18.04	23.61	15.06	6.89	22.96
3	2.39	8.46	13.75	15.24	18.70	6.90	34.56
4	2.68	10.13	16.64	19.17	22.79	14.83	13.76
5	3.40	11.04	17.38	19.96	22.87	11.86	13.49
6	1.76	10.73	17.96	17.46	22.33	8.49	21.26
7	2.64	10.62	19.36	21.02	29.51	12.30	4.56
8	3.46	10.87	17.84	18.39	23.25	11.95	14.24
9	3.30	11.07	18.13	21.60	25.34	8.73	11.83
10	3.10	9.78	13.71	17.22	16.36	3.53	36.31
11	3.92	13.33	20.22	21.65	27.23	8.24	5.42
Vidēji	2.90	10.65	17.63	19.49	22.42	9.42	17.49

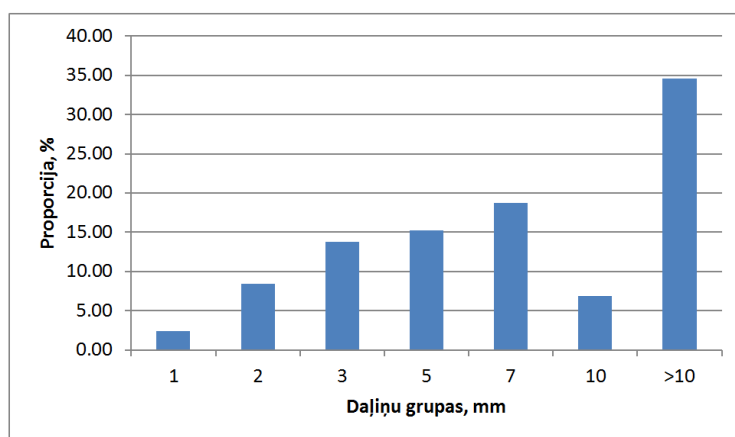
133. līdz 139. attēlos parādīts smalcinātā Miežabrāļa masas daļiņu lielumu sadalījums pa grupām. Uzrādītie daļiņu grupas izmēri ir sieta acu diametri. Tā kā daļiņas ir adatveida, tad caur sieta acīm izkļukušās daļiņas ir ievērojami garākas par norādīto acs diametru.



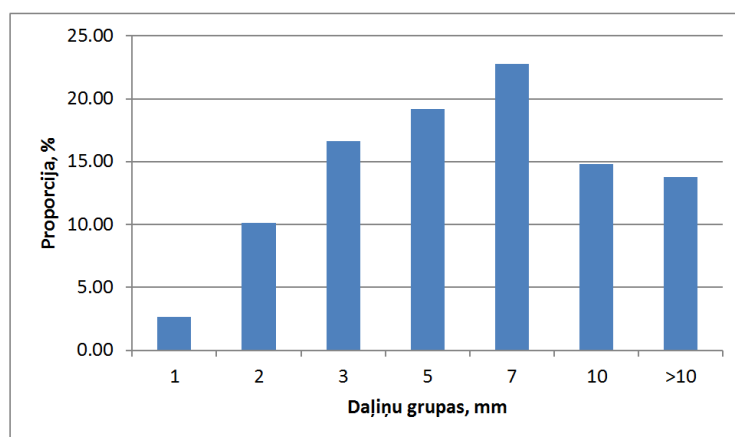
133. att. Daļiņu lieluma sadalījums 1. paraugam



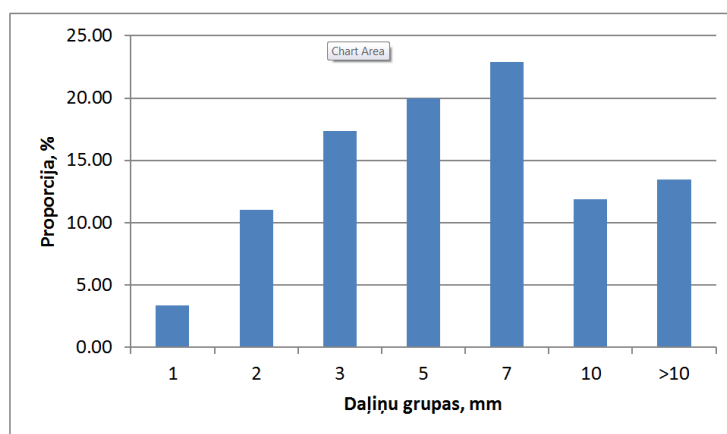
134. att. Daļiņu lieluma sadalījums 2. paraugam



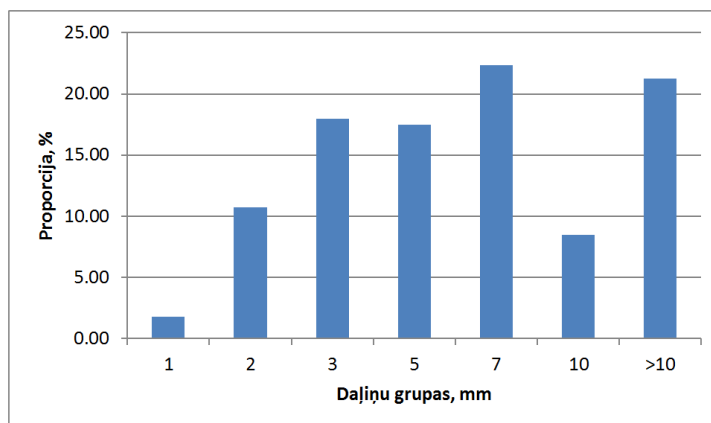
135. att. Dalīņu lieluma sadalījums 3. paraugam



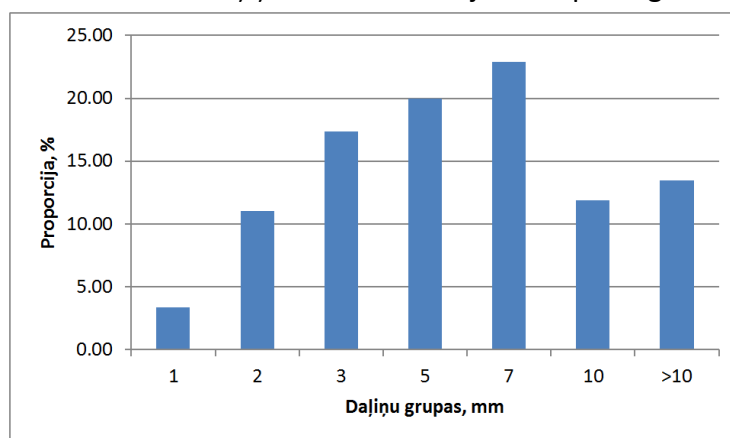
136. att. Dalīņu lieluma sadalījums 4. paraugam



137. att. Dalīņu lieluma sadalījums 5. paraugam



138. att. Daļiņu lieluma sadalījums 6. paraugam



139. att. Daļiņu lieluma sadalījums 7. paraugam

EKSPERIMENTĀLO DATU APSTRĀDE UN ANALĪZE

Veicot Miežabrāļa mitruma noteikšanas eksperimentālo datu apstrādi redzam, ka mērījumu kļūda pie rezultātu ticamības 95% ir 0.25. Tātad eksperimentos izmantotā Miežabrāļa mitrums ir $21.97 \pm 0.25\%$.

3. tabula. Mitruma satura datu statistiskā apstrāde

Mean	21.97091
Standard Error	0.110696
Median	21.94
Mode	#N/A
Standard Deviation	0.367136
Sample Variance	0.134789
Kurtosis	-0.95491
Skewness	-0.08208
Range	1.08
Minimum	21.42
Maximum	22.5
Sum	241.68
Count	11
Confidence Level(95.0%)	0.246646

Pēc statistiskās datu apstrādes (4. - 10. tabula) eksperimentālos pētījumos izmantotās smalcinātās masas daļiņu lieluma sadalījums ir šāds: 1 mm – 2.90 ± 0.40 ; 2 mm – 10.65 ± 0.78 ; 3 mm – 17.63 ± 1.53 ; 5 mm – 19.49 ± 1.6 ; 7 mm – 22.42 ± 2.91 ; 10 mm – 9.42 ± 2.12 ; >10 mm – 17.48 ± 7.00 .

4. tabula. Daļiņu izkliedes datu statistiskā apstrāde (siets 1 mm)

1 mm	
Mean	2.901698
Standard Error	0.181316
Median	2.682344
Mode	#N/A
Standard Deviation	0.601357
Sample Variance	0.36163
Kurtosis	0.094016
Skewness	-0.14868
Range	2.159517
Minimum	1.761518
Maximum	3.921035
Sum	31.91868
Count	11
Confidence Level(95.0%)	0.403997

5. tabula. Daļiņu izkliedes datu statistiskā apstrāde (siets 2 mm)

2 mm	
Mean	10.65002
Standard Error	0.351
Median	10.73472
Mode	#N/A
Standard Deviation	1.164135
Sample Variance	1.355209
Kurtosis	3.351772
Skewness	0.619012
Range	4.871366
Minimum	8.457429
Maximum	13.3288
Sum	117.1503
Count	11
Confidence Level(95.0%)	0.782076

6. tabula. Daļiņu izkliedes datu statistiskā apstrāde (siets 3 mm)

3 mm	
Mean	17.62844
Standard Error	0.6897
Median	17.96146
Mode	#N/A
Standard Deviation	2.287477
Sample Variance	5.232549
Kurtosis	0.048262
Skewness	-0.63268
Range	7.18147
Minimum	13.70775
Maximum	20.88922
Sum	193.9128
Count	11
Confidence Level(95.0%)	1.536748

7. tabula. Daļiņu izkliedes datu statistiskā apstrāde (siets 5 mm)

5 mm	
Mean	19.49416
Standard Error	0.72225
Median	19.17171
Mode	#N/A
Standard Deviation	2.395431
Sample Variance	5.73809
Kurtosis	-0.23604
Skewness	-0.04893
Range	8.369685
Minimum	15.24383
Maximum	23.61352
Sum	214.4358
Count	11
Confidence Level(95.0%)	1.609272

8. tabula. Daļiņu izkliedes datu statistiskā apstrāde (siets 7 mm)

7 mm	
Mean	22.41688
Standard Error	1.308227
Median	22.86883
Mode	#N/A
Standard Deviation	4.338898
Sample Variance	18.82604
Kurtosis	-0.23107
Skewness	-0.2646

Range	14.44813
Minimum	15.06355
Maximum	29.51168
Sum	246.5856
Count	11
Confidence Level(95.0%)	2.914912

9. tabula. Daļiņu izkliedes datu statistiskā apstrāde (siets 10 mm)

10 mm	
Mean	9.421155
Standard Error	0.955404
Median	8.727467
Mode	#N/A
Standard Deviation	3.168717
Sample Variance	10.04077
Kurtosis	0.004593
Skewness	-0.10294
Range	11.30573
Minimum	3.52675
Maximum	14.83248
Sum	103.6327
Count	11
Confidence Level(95.0%)	2.128773

10. tabula. Daļiņu izkliedes datu statistiskā apstrāde (siets >10 mm)

>10 mm	
Mean	17.48765
Standard Error	3.143685
Median	13.96289
Mode	#N/A
Standard Deviation	10.42643
Sample Variance	108.7103
Kurtosis	-0.09856
Skewness	0.815726
Range	31.74081
Minimum	4.564756
Maximum	36.30556
Sum	192.3641
Count	11
Confidence Level(95.0%)	7.004568

LITERATŪRA

4. CEN/TS 14774-1: Solid Biofuels - Methods for determination of moisture content - Oven dry method - Part 1: Total moisture - Reference method.
5. CEN/TS 14774-2: Solid Biofuels - Methods for determination of moisture content - Oven dry method - Part 2: Total moisture - Simplified method.
6. CEN/TS 14774-3: Solid Biofuels - Methods for determination of moisture content - Oven dry method - Part 3: Moisture in general analysis sample.

EKSPERIMENTĀLO PĒTĪJUMU VEIKŠANA -MAISĪTĀJA DOZATORA RAŽĪGUMA, ATKARĪBĀ NO ROTĀCIJAS ĀTRUMA, NOTEIKŠANA

Eksperimentos tika izmantota smalcināta Miežabrāļa stiebru (*Reed Canarygrass*) masa. 120. att. parādīta maisītāja dozatora eksperimentālā shēma. Dozatora piedziņa realizēta ar hidromotora palīdzību. Dzenošā ruļļa rotācijas ātrums tika regulēts ar plūsmas regulatoru. Rotācijas frekvence noteikta, izmantojot induktīvo devēju un impulsu skaitītāju.

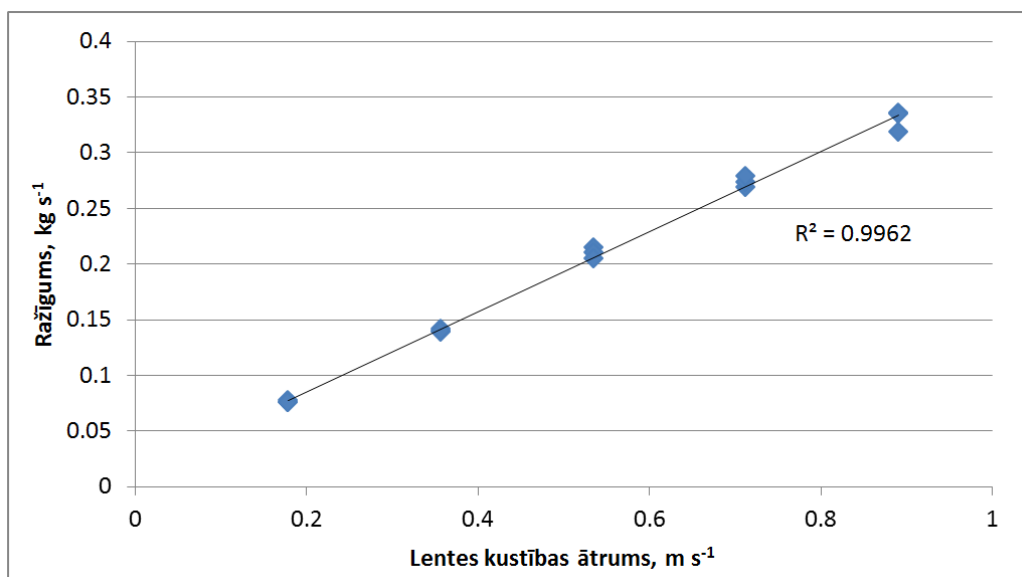


140. att. Dozatora ražīguma noteikšana

7. tabula. Dozatora ražīgums – atvere 20 mm

Rotācijas frekvence, apgr s ⁻¹	Lentes kustības ātrums, m s ⁻¹	Masa, kg	Atveres platums, mm	Laiks, s	Ražīgums, kg s ⁻¹
0.25	0.178195	10.883	20	141	0.077184
0.25	0.178195	10.859	20	143	0.075937
0.25	0.178195	10.834	20	143	0.075762
0.5	0.35639	10.801	20	78	0.138474
0.5	0.35639	10.764	20	76	0.141632
0.5	0.35639	10.742	20	77	0.139506
0.75	0.534585	11.169	20	52	0.214788
0.75	0.534585	11.121	20	53	0.20983
0.75	0.534585	11.072	20	54	0.205037
1	0.71278	11.025	20	41	0.268902
1	0.71278	10.948	20	40	0.2737
1	0.71278	10.884	20	39	0.279077
1.25	0.890975	10.821	20	34	0.318265
1.25	0.890975	10.748	20	32	0.335875
1.25	0.890975	10.709	20	32	0.334656

121. attēls parāda, ka rotācijas frekvenci un dozatora ražīguma saista lineāra sakarība ar labu korelāciju. To parāda determinācijas koeficients, kas šajā gadījumā ir 0.996.



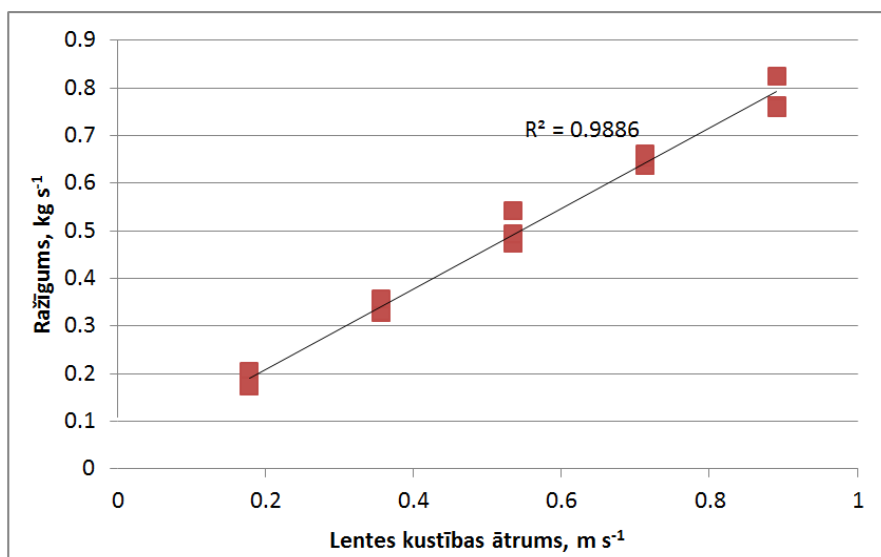
141. att. Maisītāja dozatora ražīgums - atvere 20 mm

Otrajā tabulā apkopoti dati eksperimentu sērijai, kurā dozatora tvertnes atveres platums bija 40 mm.

8. tabula. Dozatora ražīgums – atvere 40 mm

Rotācijas frekvence, apgr s ⁻¹	Lentes kustības ātrums, m s ⁻¹	Masa, kg	Atveres platums, mm	Laiks, s	Ražīgums, kg s ⁻¹
0.25	0.178195	11.094	40	63	0.176095
0.25	0.178195	11.062	40	54	0.204852
0.25	0.178195	11.04	40	64	0.1725
0.5	0.35639	11.009	40	33.6	0.327649
0.5	0.35639	10.98	40	33.36	0.329137
0.5	0.35639	10.955	40	30.7	0.35684
0.75	0.534585	10.901	40	23	0.473957
0.75	0.534585	10.869	40	22	0.494045
0.75	0.534585	10.839	40	20	0.54195
1	0.71278	10.807	40	17	0.635706
1	0.71278	10.785	40	16.5	0.653636
1	0.71278	10.765	40	16.3	0.660429
1.25	0.890975	10.72	40	13	0.824615
1.25	0.890975	10.662	40	14	0.761571
1.25	0.890975	10.615	40	14	0.758214

122. att. redzams, ka palielinoties atveres platumam, nedaudz palielinās arī datu izkliede, taču salīdzinājumā ar iepriekš veiktajiem eksperimentiem, kad tika izmantota rupjāk smalcināta Miežabrāļa masa, šī izkliede ir mazāka.

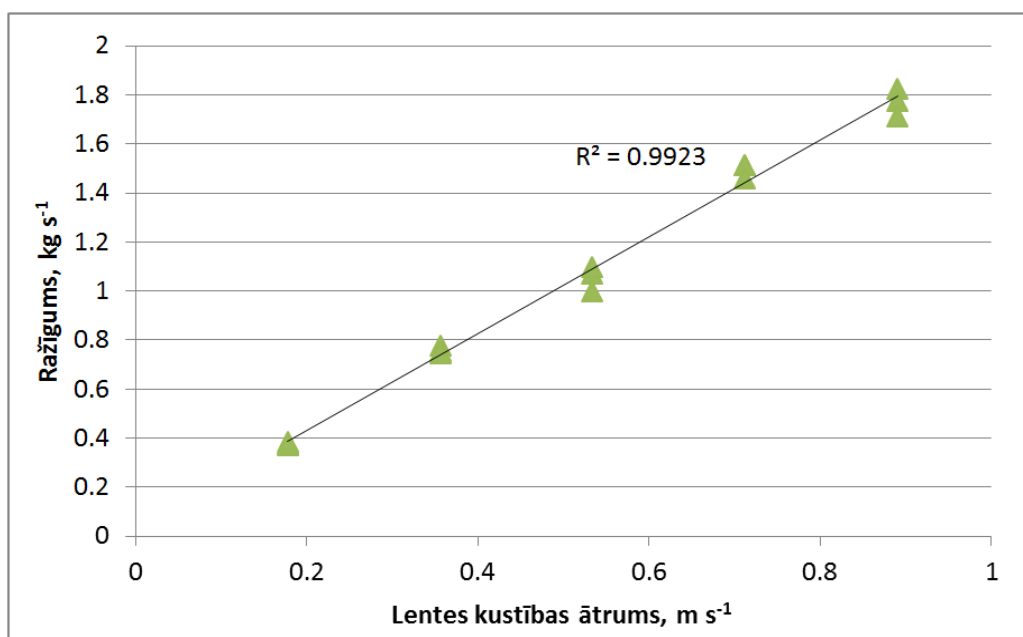


142. att. Maisītāja dozatora ražīgums

3. tabulā apkopotie un 123. attēlā atspoguļotie dati ir eksperimentu sērijai ar tvertnes atveres platumu 75 mm.

9. tabula. Dozatora ražīgums – atvere 75 mm

Rotācijas frekvence, apgr s ⁻¹	Lentes kustības ātrums, m s ⁻¹	Masa, kg	Atveres platums, mm	Laiks, s	Ražīgums, kg s ⁻¹
0.25	0.178195	10.483	75	28	0.374393
0.25	0.178195	10.404	75	28.04	0.371041
0.25	0.178195	10.323	75	27	0.382333
0.5	0.35639	10.257	75	13.22	0.77587
0.5	0.35639	10.182	75	13.52	0.753107
0.5	0.35639	10.132	75	13.6	0.745
0.75	0.534585	10.074	75	10.12	0.995455
0.75	0.534585	10.007	75	9.35	1.070267
0.75	0.534585	11.447	75	10.44	1.096456
1	0.71278	11.38	75	7.54	1.509284
1	0.71278	11.299	75	7.48	1.510561
1	0.71278	11.254	75	7.73	1.455886
1.25	0.890975	11.214	75	6.15	1.823415
1.25	0.890975	11.17	75	6.3	1.773016
1.25	0.890975	11.125	75	6.5	1.711538

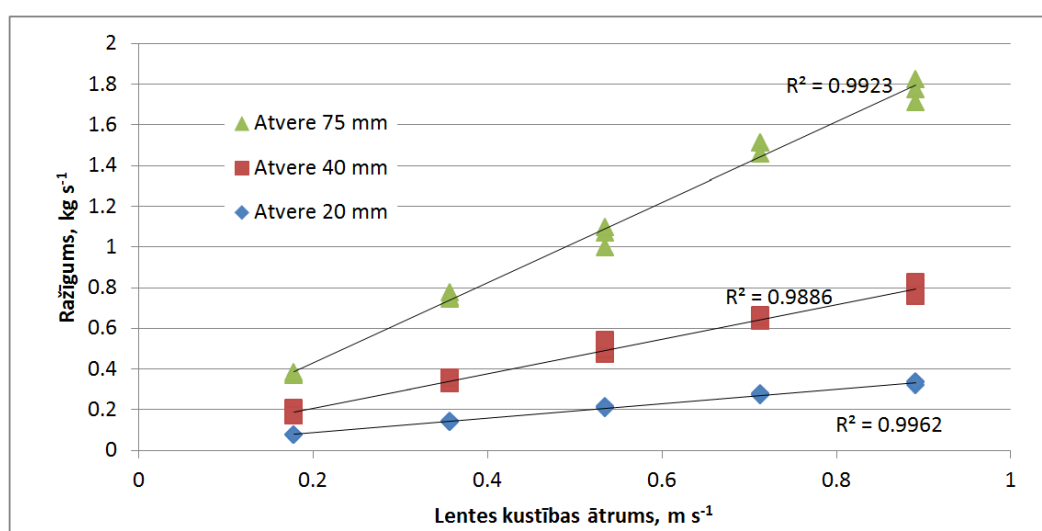


143. att. Maisītāja dozatora ražīgums

EKSPERIMENTĀLO PĒTĪJUMU VEIKŠANA -MAISĪTĀJA DOZATORA RAŽĪGUMA, ATKARĪBĀ NO TVERTNES ATVERES REGULĒJUMA, NOTEIKŠANA.

Pieaugot tvertnes atveres platumam pieaug dozatora ražīgums, bet pieaug arī datu izkliede, tas nozīmē, ka dozators strādā nevienmērīgāk. Dozatora darbība tieši atsaucās arī uz maisījuma kvalitāti, tas nozīmē, ka nevienmērīgi darbojoties dozatoram, maisījums būs nehomogēnāks.

124. attēlā sniegtais salīdzinājums parāda, ka pie dozatora tvertnes atveres platuma – 20 mm, tas strādā visstabilāk.



144. att. Dozatora ražīgums ar dažādiem tvertnes atveres platumiem

MAISĀMĀS BIOMASAS MITRUMA SATURA UN SASMALCINĀTO STIEBRU DAĻIŅU LIELUMA SADALĪJUMA NOTEIKŠANA.

Smalcinātai Miežabrāļa masai noteiktais mitruma saturs – 22%.

11. tabula. Masas daļiņu lieluma sadalījuma noteikšana Miežabrālim

Sadalījums norādīts %

Parauga Nr.	Sietas acs izmērs, mm				
	1	2	3	5	7
1	10.65	28.19	41.22	19.62	0.31
2	14.10	27.27	37.42	16.50	4.71
3	11.27	25.43	37.93	19.19	6.18
4	12.75	26.43	36.38	15.02	9.42
5	12.18	25.51	37.60	16.14	8.56
6	16.84	31.20	38.13	13.32	0.50
7	14.03	29.76	39.88	14.96	1.37
8	15.60	29.61	39.47	13.44	1.89
9	14.43	27.41	35.28	19.12	3.76
10	16.76	29.74	36.42	13.61	3.47
11	12.84	26.36	36.79	20.47	3.54
Vidēji	13.77	27.90	37.87	16.49	3.97

Vizuāli novērtējot smalcināto masu varam novērot, ka daļiņas, kas izbīrušas cauri sietam ar acs izmēru 3mm, vidēji ir 5-10 mm garas, bet atsevišķos gadījumos to garums var sasniegt pat līdz 30mm.

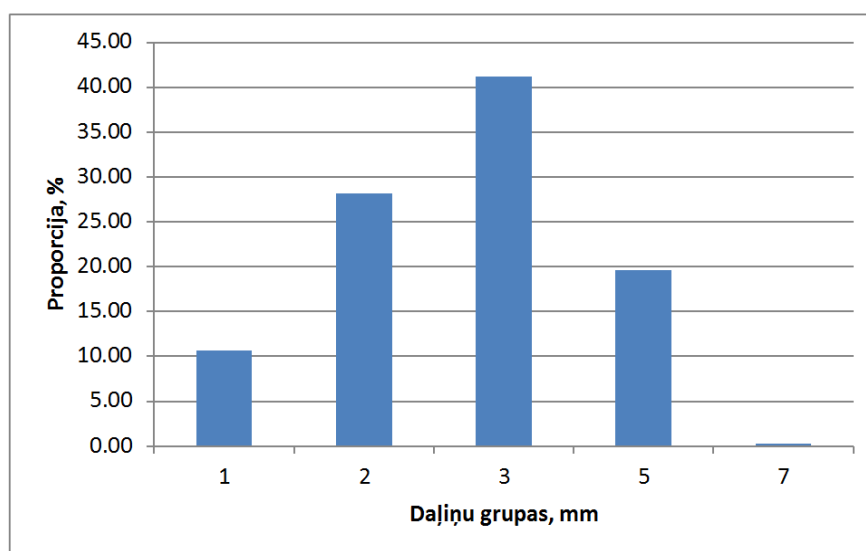
12. tabula. Masas daļiņu lieluma sadalījuma vizuālā novērtēšana

Sietas acs izmērs 1 mm	
	
Sietas acs izmērs 2 mm	

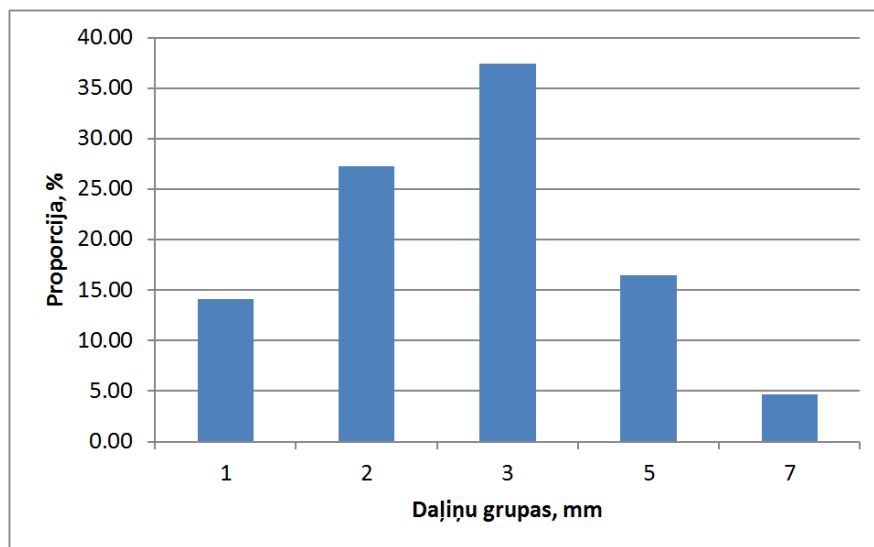
		
Sieta acs izmērs 3 mm		
		
Sieta acs izmērs 5 mm		
		
Sieta acs izmērs 7 mm		
		
Sieta acs izmērs 10 mm		



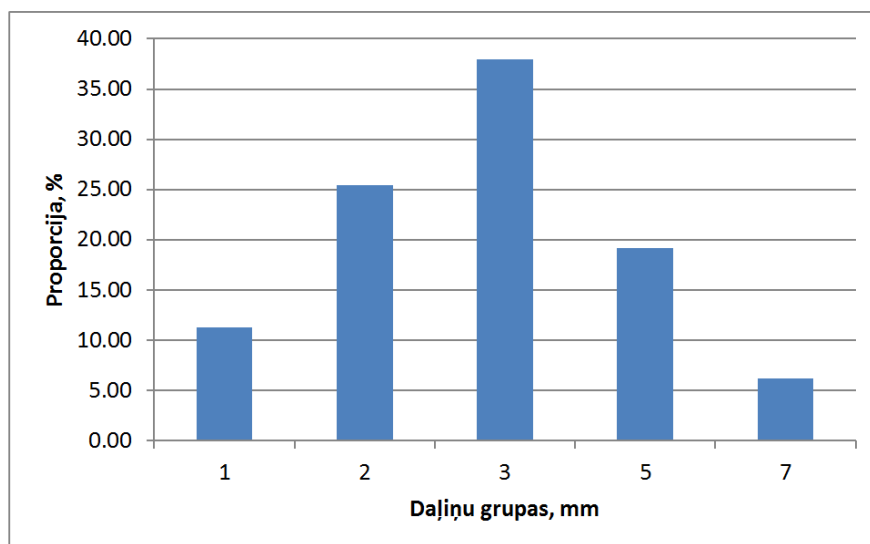
133. līdz 139. attēlos parādīts smalcinātā Miežabrāļa masas daļiņu lielumu sadalījums pa grupām. Uzrādītie daļiņu grupas izmēri ir sieta acu diametri. Tā kā daļiņas ir adatveida, tad caur sieta acīm izkluvušās daļiņas ir ievērojami garākas par norādīto acs diametru.



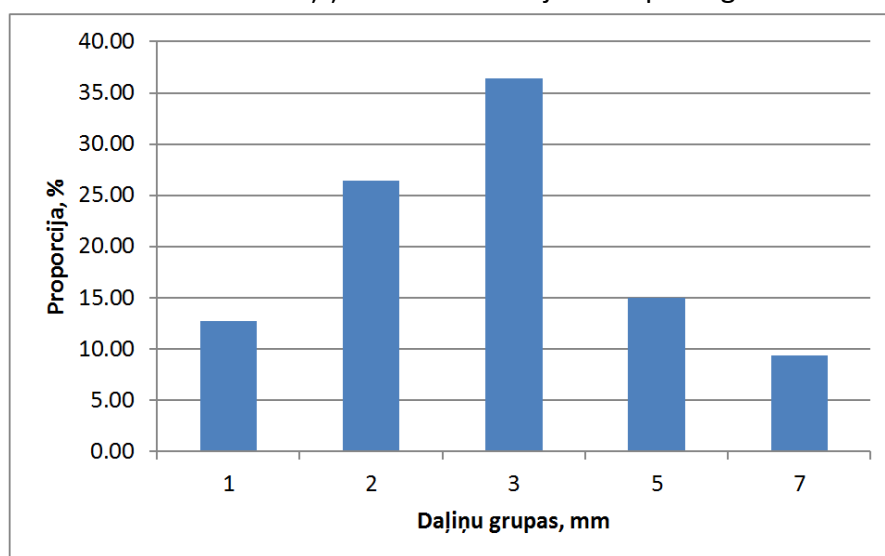
145. att. Daļiņu lieluma sadalījums 1. paraugam



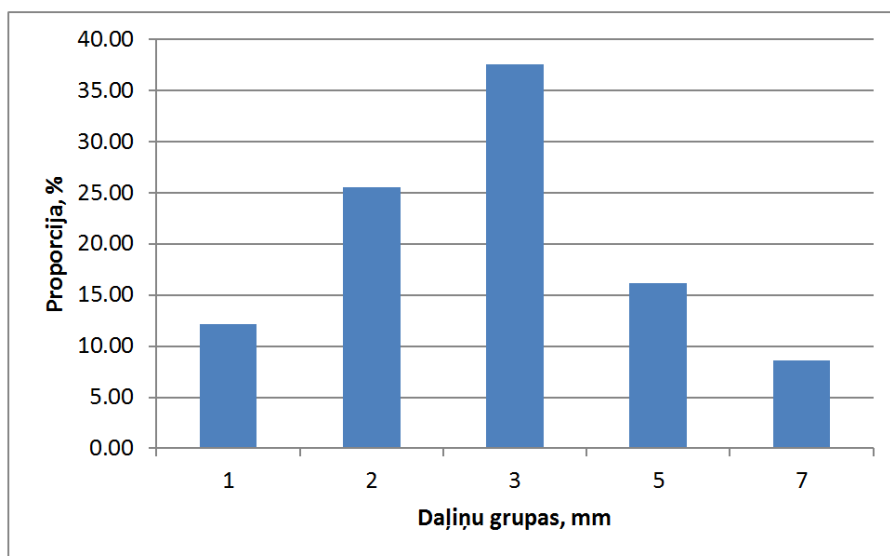
146. att. Daiļu lieluma sadalījums 2. paraugam



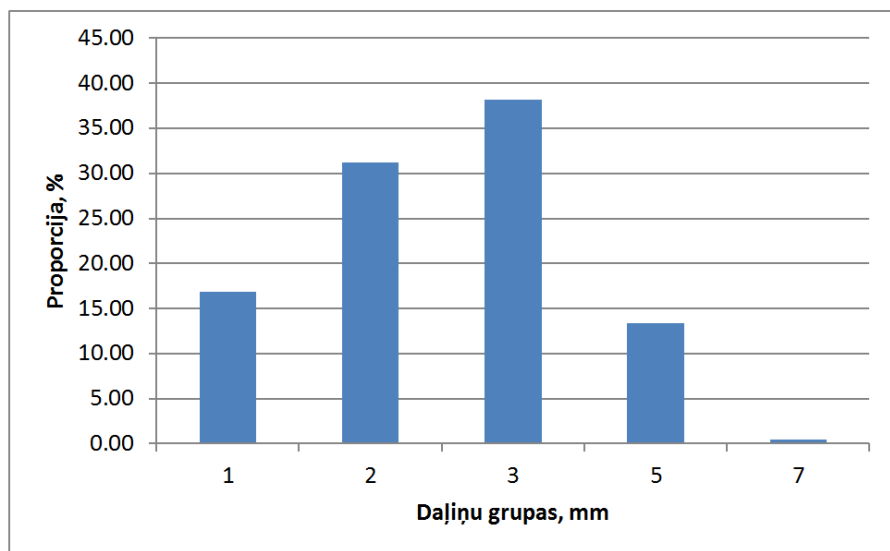
147. att. Daiļu lieluma sadalījums 3. paraugam



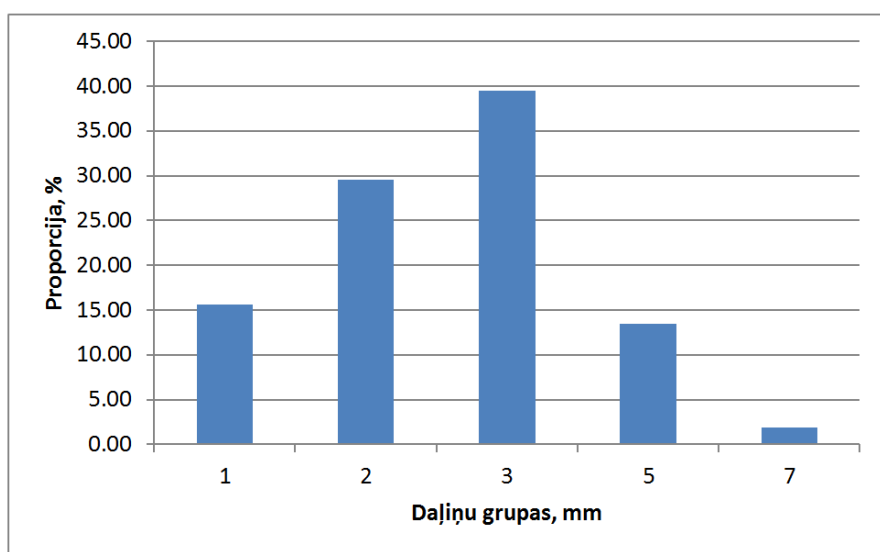
148. att. Daiļu lieluma sadalījums 4. paraugam



149. att. Daļiņu lieluma sadalījums 5. paraugam



150. att. Daļiņu lieluma sadalījums 6. paraugam

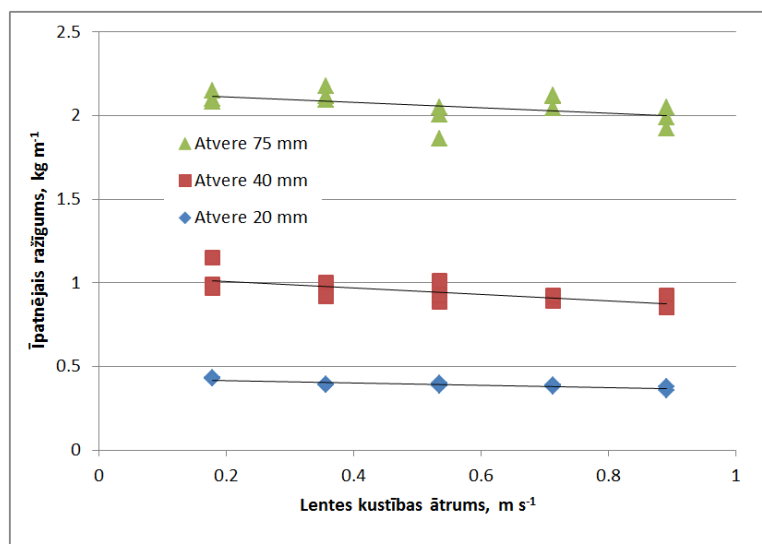


151. att. Daļiņu lieluma sadalījums 7. paraugam

EKSPERIMENTĀLO DATU APSTRĀDE UN ANALĪZE

Apskatot 125. attēlu var novērot, ka lentas kustības ātrums būtiski neietekmē dozatora īpatnējo ražīgumu, bet parādās tendence pieaugot kustības ātrumam samazināties īpatnējam ražīgumam. Tas skaidrojams ar to, ka pie lielākiem lentas kustības ātrumiem veidojās arī lielāka pretestība smalcinātai masai izplūstot caur tvertnes atveri.

126. attēlā redzams smalcinātās masas plūsmas raksturs. Tā kā masas daļiņas ir relatīvi garas, tās savā starpā saķeras, un no tvertnes tiek izrautas tikai ar lentas izciļņiem.



152. att. Dozatora īpatnējais ražīgums pie dažādiem tvertnes atveres platumiem



153. att. Biomasas plūsma no dozatora

Palielinoties atveres lielumam (125. att.), palielinās arī īpatnējā ražīguma izkliede. Tas saistīts ar plūsmas nevienmērīgumu. Plūsmas nevienmērīgumu izraisa tvertnes atveres aizsprostošanās (127. att.).



154. att. Aizsprostoju veidošanās

4., 5. un 6. tabulās veikta datu statistiskā apstrāde, analizēti dozatora īpatnējā ražīguma rezultāti pie dažādiem lentas kustības ātrumiem atkarībā no tvertnes atveres platuma. Datu vidējā aritmētiskā vērtība (*Mean*) norāda, ka īpatnējais ražīgums pieaug palielinoties atveres platumam, taču arī standartnovirze (*Standard Deviation*) un mērījumu kļūda (pēdējā rinda tabulās) pieaug.

13. tabula. Dozatora īpatnējā ražīguma datu apstrāde

<i>Atveres platums 20 mm</i>	
Mean	0.39348436
Standard Error	0.00539899
Median	0.39144334
Mode	#N/A
Standard Deviation	0.02091019
Sample Variance	0.00043724
Kurtosis	0.03630742
Skewness	0.59014044
Range	0.07593623
Minimum	0.35720947
Maximum	0.4331457
Sum	5.90226535
Count	15
Confidence Level(95.0%)	0.01157968

14. tabula. Dozatora īpatnējā ražīguma datu apstrāde

<i>Atveres platums 40 mm</i>	
Mean	0.94275
Standard Error	0.019315
Median	0.924166
Mode	#N/A
Standard Deviation	0.074808
Sample Variance	0.005596
Kurtosis	3.3221
Skewness	1.516511
Range	0.2986
Minimum	0.850994
Maximum	1.149594
Sum	14.14125
Count	15
Confidence Level(95.0%)	0.041427

15. tabula. Dozatora īpatnējā ražīguma datu apstrāde

<i>Atveres platums 75 mm</i>	
Mean	2.05742462
Standard Error	0.0219283
Median	2.08222099
Mode	#N/A
Standard Deviation	0.08492796
Sample Variance	0.00721276
Kurtosis	0.75032859
Skewness	-0.984511
Range	0.31491773
Minimum	1.86210714
Maximum	2.17702487
Sum	30.8613694
Count	15
Confidence Level(95.0%)	0.04703154

16. BRIKETĒŠANAS, GRANULĒŠANAS PROCESA TEORĒTISKĀ IZPĒTE

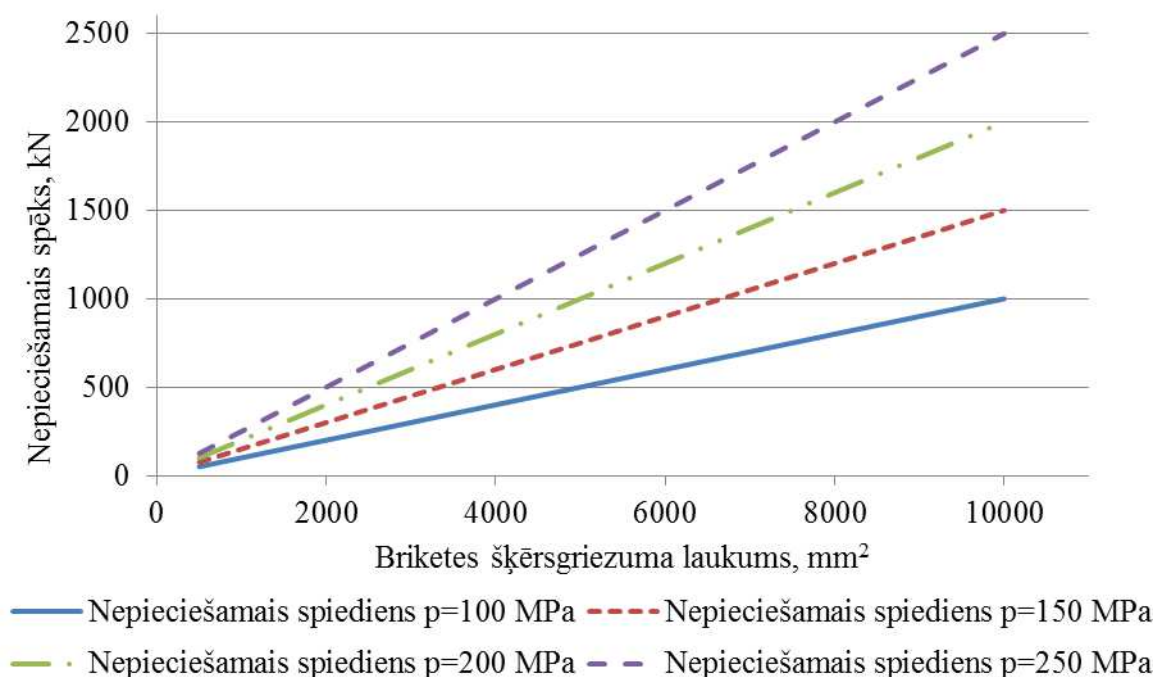
MOBILĀ BRIKETĒTĀJA NEPIECIEŠAMĀ BRIKETĒŠANAS SPĒKA NOTEIKŠANA

Briketēšanas maksimālā spēka noteikšanai, nepieciešams definēt presformas ģeometriskos parametrus. Starp spēku, kāds jāattīsta presēšanas virzulim un nepieciešamo spiedienu uz briketes virsmas pastāv sakarība

$$F = pA, \quad (77)$$

kur F – spēks no presēšanas virzuļa, N;
 p – nepieciešamais spiediens uz briketes virsmas, MPa;
 A – briketes šķērsriezuma laukums, mm².

Nepieciešamais spiediens uz briketes virsmas laukumu, atkarīgs no vēlamā briketes blīvuma. Lai iegūtu pēc iespējas kvalitatīvākas briketes, tad to blīvumam jābūt pēc iespējas lielākam. Analizējot briketēšanas prešu tehnisko informāciju noskaidrots, ka lielākajai daļai no biomasas presēšanas iekārtām, spiediens uz biomasas virsmu ir no 100 līdz 150 MPa. Laboratorijas eksperimentos iegūtie rezultāti rāda, ka lai iegūtu briketes, kuru blīvums lielāks par 1000 kg m³, spiedienam uz briketes virsmu jābūt aptuveni 200 MPa. Izmantojot 155. attēlu iespējams noteikt maksimālo presēšanas spēku, dažādiem briketes šķērsriezuma laukumiem un pie dažādiem presēšanas spiedieniem.

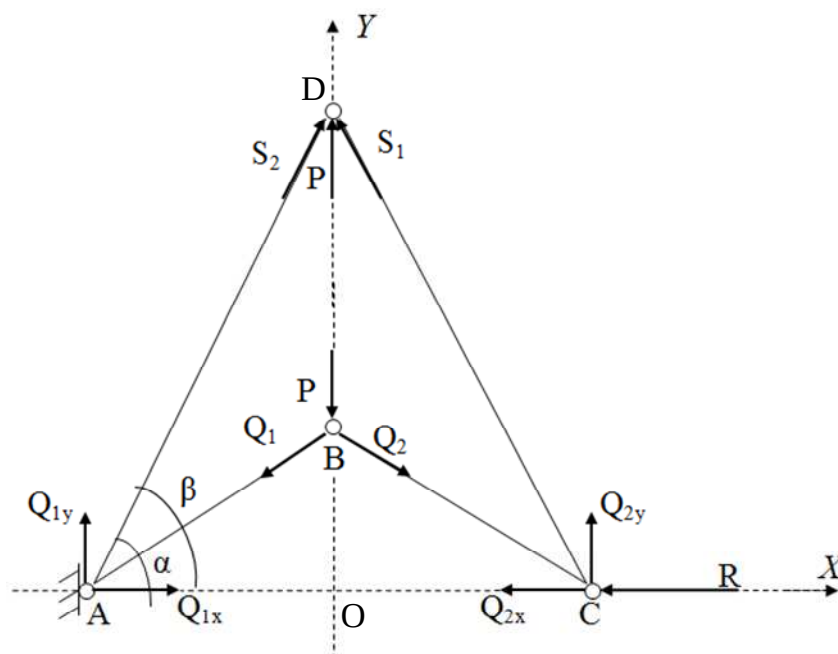


155. att. Briketēšanas spēks atkarībā briketes šķērsriezuma laukuma

Projektējamā, mobilā briketētāja presformas šķērsriezuma laukums ir 9000 mm², lai nodrošinātu spiedienu 150 MPa uz biomasas virsmu, tad kompaktēšanas mehānismam jānodrošina vismaz 1350 kN liels maksimālais presēšanas spēks. Mehānisma turpmākajiem aprēķiniem, maksimālais presēšanas spēks tiek pieņemts 1500 kN.

MOBILĀ BRIKETĒTĀJA PRESĒŠANAS MEHĀNISMA TEORĒTISKAIS NOVĒRTĒJUMS

Lai noskaidrot mobilā briketētāja prototipa, presēšanas mehānisma raksturlīknes, nepieciešams sastādīt darbīgo spēku līdzsvara vienādojumus. Presēšanas mehānisma shēma redzama 156. attēlā.



156. att. Presēšanas mehānisma shēma

Lai noskaidrotu sakarību starp piedziņas spēku P un pretestības spēku R , nepieciešams sastādīt spēku projekciju līdzsvara vienādojumus uz X un Y asīm.

Sastāda līdzsvara vienādojumus punktā C.

$$\sum F_{ix} = 0; \quad -R + Q_2 \cos \alpha - S_1 \cos \beta = 0, \quad (78)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad -Q_2 \sin \alpha + S_1 \sin \beta = 0. \quad (79)$$

Sastāda līdzsvara vienādojumus punktā B.

$$\sum F_{ix} = 0; \quad Q_2 \cos \alpha - Q_1 \cos \alpha = 0, \quad (80)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad -P - Q_1 \sin \alpha - Q_2 \sin \alpha = 0. \quad (81)$$

No vienādojuma (80) redzams, ka $Q_1 = Q_2$, ko apzīmē ar Q . Pārveidojot vienādojumu (81) un izsakot Q iegūst:

$$\text{Error! Objects cannot be created from editing field codes..} \quad (82)$$

Sastāda līdzsvara vienādojumus punktā D.

$$\sum F_{ix} = 0; \quad S_1 \cos \beta - S_2 \cos \beta = 0, \quad (83)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad P + S_1 \sin \beta + S_2 \sin \beta = 0. \quad (84)$$

No vienādojuma (83) redzams, ka $S_1 = S_2$, ko apzīmē ar S . Pārveidojot vienādojumu (81) un izsakot S iegūst:

$$S = S_1 = S_2 = -\frac{P}{2 \sin \beta}. \quad (85)$$

No vienādojuma (78) izsaka spēku R

$$R = Q_2 \cos \alpha - S_1 \cos \beta \quad (86)$$

Pārveidojot vienādojumu (86) un aizstājot Q_2 un S_1 ar vienādojumiem (82) un (85) iegūst:

$$R = -\frac{P \cos \alpha}{2 \sin \alpha} + \frac{P \cos \beta}{2 \sin \beta} = \frac{P}{2 \tan \alpha} - \frac{P}{2 \tan \beta}, \quad (87)$$

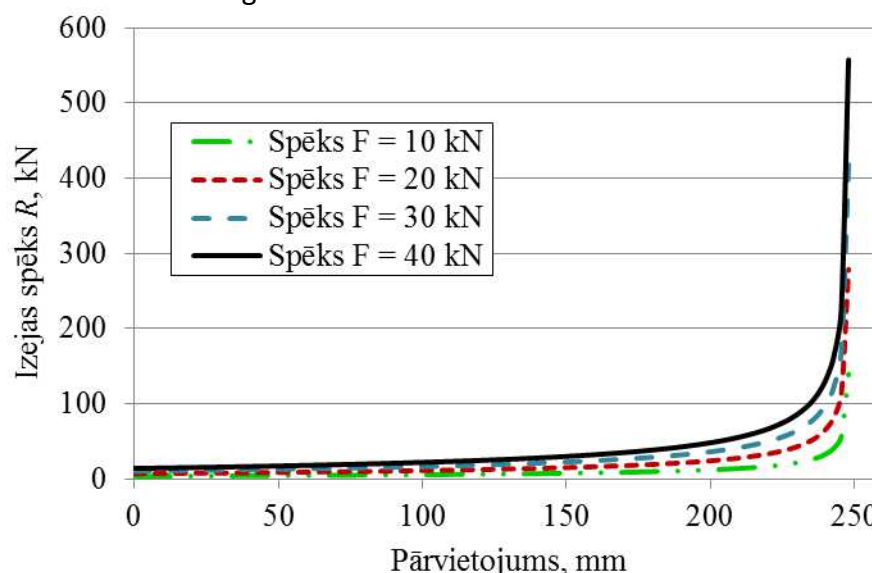
kur R – reakcijas spēks presformā;
 P – spēks no hidrocilindra.

Presēšanas mehānisma presēšanas virzuļa pārvietojumu, atkarībā no leņķa α (156. att.), nosaka

$$z = (AB \cos \alpha - (AO)_0)^2, \quad (88)$$

kur z – virzuļa pārvietojums;
 $(AO)_0$ – briketēšanas mehānisma locekļa AB projekcija uz horizontālo asi pie sākotnējā leņķa α .

Izmantojot datorprogrammu Excel aprēķinātas presēšanas mehānisma spēka – pārvietojuma raksturlīknes. Iegūtie rezultāti redzami 157. attēlā.



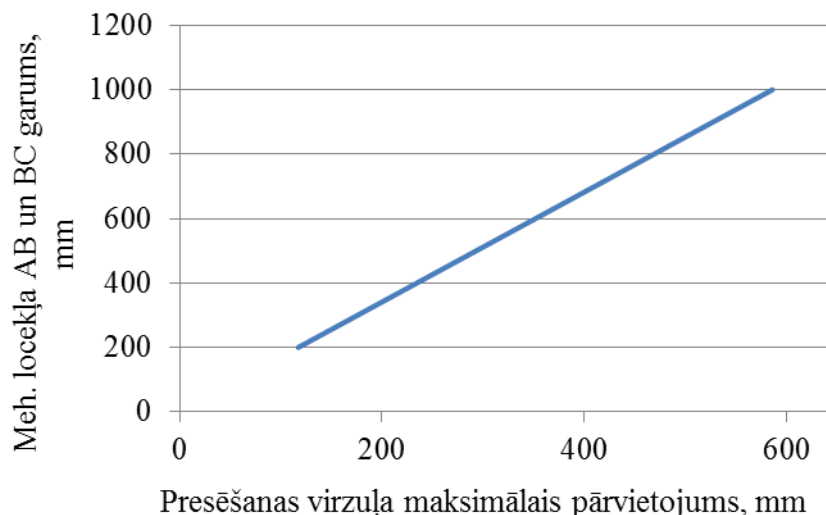
157. att. Presēšanas mehānisma spēka – pārvietojuma aprēķinātās raksturlīknes

Spēka – pārvietojuma raksturlīkņu aprēķinam izmantoti četri dažādi piedziņas spēki 10, 20, 30 un 40 kN. Piedziņas spēks, ir spēks ar kādu hidrocilindrs iedarbojas un mehānisma locekļiem.

MOBILĀ BRIKETĒTĀJA PROTOTIPA PRESĒŠANAS MEHĀNISMA LOCEKĻU IZMĒRU NOTEIKŠANA

Presēšanas mehānisma locekļu AB un BC (skat. 156. att.) garums ir atkarīgs no nepieciešamā virzuļa gājienu, bet locekļu AD un DC garums atkarīgs no hidrocilindra garuma, kas saistīts ar nepieciešamo presēšanas virzuļa gājienu.

Presēšanas mehānisma locekļu AB un BC garums atkarībā no maksimālā presēšanas virzuļa pārvietojuma, kas redzams 158. attēlā. Presēšanas virzuļa pārvietojuma aprēķinam izmantota formula (88).

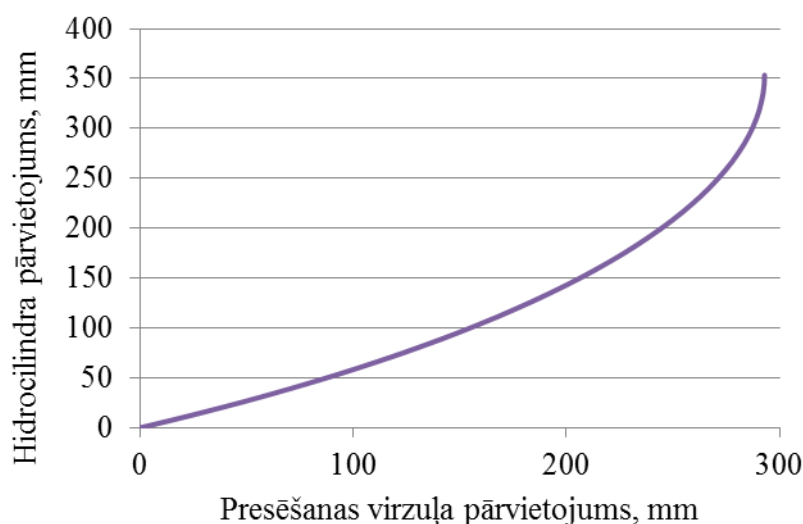


158. att. Presēšanas mehānisma locekļu AB un BC garums atkarībā no presēšanas virzuļa pārvietojuma

Mobilā briketētāja presēšanas mehānismam jānodrošina maksimālais virzuļa pārvietojums 300 mm. Mehānisma locekļu AB un BC garums, kas izmantots turpmākiem aprēķiniem, tiek pieņemts 500 mm.

159. attēlā redzama sakarība starp mehānisma presēšanas virzuļa pārvietojumu un hidrocilindra pārvietojumu (mehānisma locekļu AB un BC garums 500 mm).

No aprēķinātajiem rezultātiem redzams, ka hidrocilindra kātam jānodrošina 353.6 mm liels pārvietojums. Turpmākiem aprēķiniem hidrocilindra gājiens tiek pieņemts 350 mm. Stiprinājuma šarnīru attālums 560 mm (atbilstoši 2. attēlā redzamajai shēmai BD = 560 mm).



159. att. Presēšanas virzuļa un hidrocilindra pārvietojums

Zinot mehānisma locekļu AB un BC izmērus un hidrocilindra garumu iespējams aprēķināt locekļu AD un DC garumu

$$\begin{aligned} AD=DC &= \sqrt{OD^2 + AO^2} = \sqrt{(AB \sin \alpha + BD)^2 + (AB \cos \alpha)^2} = \\ &= \sqrt{(500 \cdot \sin 45^\circ + 560)^2 + (500 \cdot \cos 45^\circ)^2} = 979.6 \text{ mm} \end{aligned} \quad (89)$$

Presēšanas mehānisma locekļu AD un DC garums, turpmākiem aprēķiniem, tiek pieņemts 980 mm.

PRESĒŠANAS MEHĀNISMA LOCEKĻU STIPRĪBAS APRĒĶINS

Mobilā briketētāja presēšanas mehānismam izvēlēts 156. attēlā redzamais stieņmehānisms. Stieņmehānismi raksturojas ar relatīvi gariem mehānisma locekļiem. Mehānisma locekļu savstarpējā savienošana un mehānisma locekļu savienošana ar statni un presēšanas virzuli var tik realizēta ar cilindriskiem šarnīriem.

Projektējamam mehānismam nepieciešams veikt locekļu stiprības aprēķinu. Mehānisma locekļiem AB, BC, AD, DC (156. att.) tiks veikts stiepes – spiedes un lodzes aprēķins, bet šarnīru tapām cirpes aprēķins. Darbības laikā, mehānisma locekļi AB un BC tiek pakļauti spiedes slogojumam, AD un DC – stiepes slogojumam, bet šarnīru tapas cirpes slogojumam.

Aprēķinos izmantojamie, mehānisma locekļu garumu ir $AB = BC = 500 \text{ mm}$ un $AD = DC = 980 \text{ mm}$. Maksimālais aksiālais spēks, kāds darbojas uz mehānisma locekļu AB un BC šķērsriezuma laukumu ir 1500 kN. Maksimālais spēks, kas darbojas uz locekļu AD un DC šķērsriezuma laukumu ir atkarīgs no hidrocilindra presēšanas spēka. Turpmākiem aprēķiniem tas tiek pieņemts 500 kN.

Mehānisma locekļu materiāls tiek izvēlēts tērauds S 235. Tērauda S 235 raksturojošie parametri: Elastības modulis $E = 210000 \text{ MPa}$; puasona koeficients $\nu = 0.30$; blīvums $\rho = 7850 \text{ kg m}^{-3}$; pieļaujamais stiepes (spiedes) spriegums $[\sigma_{s,p}] = 235 \text{ MPa}$; pieļaujamais cirpes spriegums $[\tau] = 215 \text{ MPa}$.

Spriegums, kas rodas ārējo spēku iedarbībā nedrīkst pārsniegt pieļaujamos spriegumus $\sigma_{\max} \leq [\sigma_{s,p}]; [\sigma_c]$. Stieņu aprēķiniem stiepes (spiedes) slogojumā izmanto stiprības nosacījuma formulu

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{s,p}] \quad (90)$$

Tā kā zināms aksiālais spēks, kas darbojas stieņa šķērsriezuma laukumā $F_{sp} = 1500 \text{ kN}$, tad stieņu AB un BC nepieciešamo šķērsriezuma laukumu var aprēķināt

$$A = \frac{F_{sp}}{[\sigma_{s,p}]} = \frac{1500 \cdot 1000}{235} = 6382.9 \text{ mm}^2. \quad (91)$$

Pieņemot, šķērsriezuma laukumu taisnstūrveida formas ar izmēriem 40 x 100 mm redzams, ka viena stieņa šķērsriezuma laukums ir 4000 mm². Presēšanas mehānisma konstrukcija tiks projektēta no diviem paralēliem mehānisma locekļu pāriem, līdz ar to kopējais šķērsriezuma laukums, kas uzņems aksiālo slodzi ir 8000 mm², kas ir lielāks par minimāli nepieciešamo 6382.9 mm².

Mehānisma locekļu AD un DC šķērsriezuma laukuma aprēķins ($F_{st} = 500 \text{ kN}$)

$$A = \frac{F_{st}}{[\sigma_{s,p}]} = \frac{500 \cdot 1000}{235} = 2127.6 \text{ mm}^2. \quad (92)$$

Pieņemot, šķērsriezuma laukumu taisnstūrveida formas ar izmēriem 30 x 80 mm redzams, ka viena stieņa šķērsriezuma laukums ir 2400 mm². Presēšanas mehānisma konstrukcija tiks projektēta no diviem paralēliem mehānisma locekļu pāriem, līdz ar to kopējais šķērsriezuma laukums, kas uzņems aksiālo slodzi ir 4800 mm², kas ir lielāks par minimāli nepieciešamo 2127.6 mm².

No iegūtajiem aprēķiniem redzams, ka stieņu šķērsriezuma laukumu izmēri ir mazi salīdzinājumā stieņu garumu, tāpēc nepieciešams to lodzes aprēķins.

Stiprības nosacījums lodzē ir

$$\sigma_1 = \frac{F}{A} \leq \varphi [\sigma]_{sp}, \quad (93)$$

kur φ - pieļaujamo spiedes spriegumu samazināšanas koeficients, kas atkarīgs no stieņa materiāla un slaiduma.

Veicot spiesta stieņa noturības pārbaudi pie zināma šķērsriezuma laukuma $A = 4000 \text{ mm}^2$ (taisnstūris 40 x 100 mm), spiedes spēka $F_1 = 750 \text{ kN}$, stieņa garuma 500 mm. Stieņa gali nostiprināti šarnīros, kas nosaka redukcijas koeficienta vērtību $\mu = 1$.

Stieņa šķērsriezuma laukuma minimālais inerces rādiuss

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{ab^3}{12A}} = \sqrt{\frac{40 \cdot 100^3}{12 \cdot 4000}} = 28.9 \text{ mm}. \quad (94)$$

Stieņa slaidums

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}} = \frac{1 \cdot 500}{28.9} = 17.3 \quad (95)$$

kur $i_{\min}$ – stieņa šķērsriezuma laukuma minimālais inerces rādiuss, mm;
 $I_{\min}$ – minimālais inerces moments, mm⁴;
 A – šķērsriezuma laukums, mm²;
 a, b – taisnstūra malu garumi, mm;
 λ – stieņa slaidums;
 μ – redukcijas koeficients, kas ievērtē stieņa galu stiprinājuma veidu;
 l – stieņa garums, mm.

Koeficientu a, b un μ nosaka no rokasgrāmatām. Atbilstoši aprēķinātajai stieņa slaiduma $\lambda = 17.3$ vērtībai tiek atrasts atbilstošais lodzes iespaids koeficients $\varphi = 0.96$.

Izmantojot formulu (93) pārbauda stiprības nosacījumu lodzē

$$\frac{F_1}{A} \leq \varphi [\sigma]_{sp} \rightarrow \frac{750 \cdot 1000}{4000} \leq 0.96 \cdot 235$$

$$187.5 \leq 225.6 \quad (96)$$

Pieņemot ka kādā no presēšanas mehānisma darbības posmiem, mehānisma locekļi AD un DC tiek pakļauti spiedes slogojumam, nepieciešams veikt to lodzes noturības pārbaudi. Spēks $F_2 = 250 \text{ kN}$, locekļa garums 980 mm, šķērsriezuma laukums 2400 mm² (taisnstūris 30 x 80 mm). Stieņa gali nostiprināti šarnīros, kas nosaka redukcijas koeficienta vērtību $\mu = 1$.

Stieņa šķērsriezuma laukuma minimālais inerces rādiuss

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{ab^3}{12A}} = \sqrt{\frac{30 \cdot 80^3}{12 \cdot 2400}} = 23.1 \text{ mm}.$$

Stieņa slaidums

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}} = \frac{1 \cdot 980}{23.1} = 42.4$$

Atbilstoši aprēķinātajai stieņa slaiduma $\lambda = 42.4$ vērtībai tiek atrasts atbilstošais lodzes iespaida koeficients $\varphi = 0.92$.

Izmantojot formulu (17) pārbauda stiprības nosacījumu lodzē

$$\frac{F_1}{A} \leq \varphi [\sigma]_{sp} \rightarrow \frac{250 \cdot 1000}{2400} \leq 0.92 \cdot 235$$

$$104.2 \leq 216.2$$

Mehānisma locekļu savienošanai tiks izmantoti cilindriski šarnīri, tāpēc nepieciešams aprēķināt šarnīra tapas diametru. Šarnīru izgatavošanai izvēlēts materiāls tērauda S 355. Tērauda S 355 raksturojošie parametri: Elastības modulis $E = 210000$ MPa; puasona koeficients $\nu = 0.30$; blīvums $\rho = 7850$ kg m⁻³; pieļaujamais stiepes (spiedes) spriegums $[\sigma_{s,p}] = 355$ MPa; pieļaujamais cirpes spriegums $[\tau] = 335$ MPa.

Šarnīra tapa tiks pakļauta cirpes spriegumam. Cirpes aprēķini pamatoti uz izturības nosacījumu

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau], \quad (97)$$

kur τ – cirpes spriegums, MPa;

$[\tau]$ – pieļaujamais cirpes spriegums, MPa.

Nepieciešamais šarnīra tapas diametrs

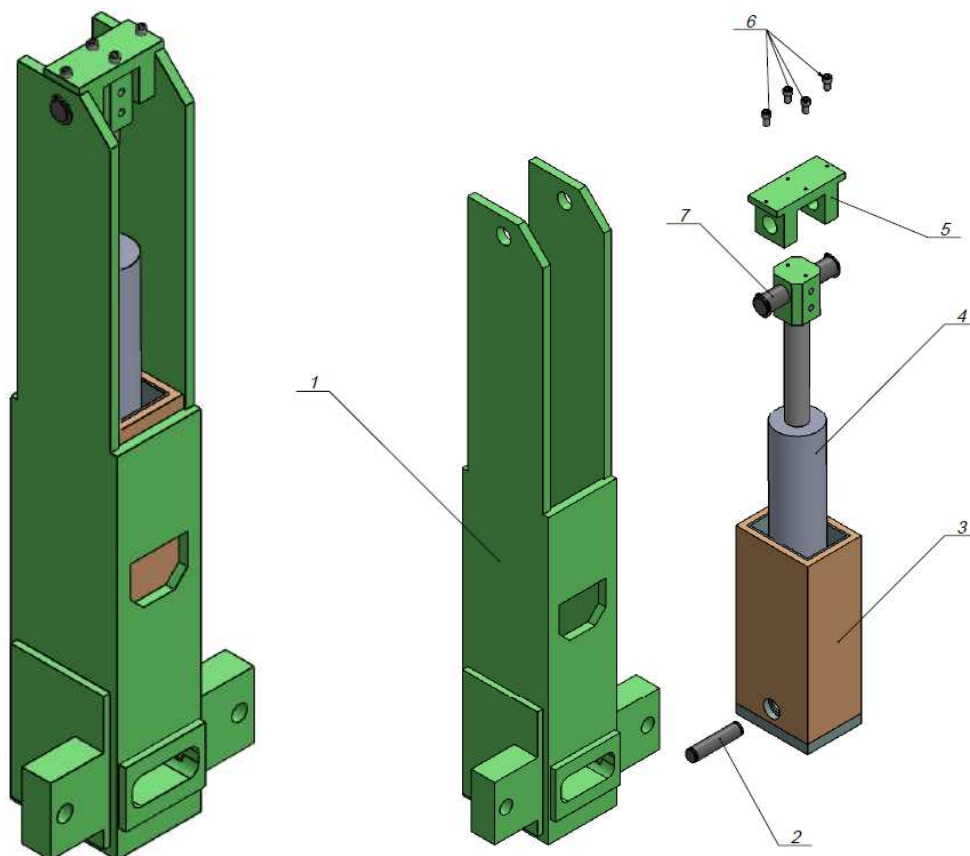
$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1500 \cdot 1000}{3.14 \cdot 335}} = 75.5 \text{ mm.} \quad (98)$$

Tā ka cirpes spriegums sadalīsies starp divām darbības plaknēm, tad minimālais nepieciešamais tapas diametrs ir divas reizes mazāks $d = 37.7$ mm. Presēšanas mehānisma šarnīra tapas diametrs tiek pieņemts 45 mm.

17. MOBILĀ BRIKETĒTĀJA PROTOTIPA IZSTRĀDE UN BRIKETĒŠANAS, GRANULĒŠANAS PROCESA EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI (DAŽĀDU BIOMASU MAISĪJUMA GRANULĒŠANA/ BRIKETĒŠANA, ĪPATNĒJĀ ENERĢIJAS PATĒRIŅA NOTEIKŠANA, UTT.).

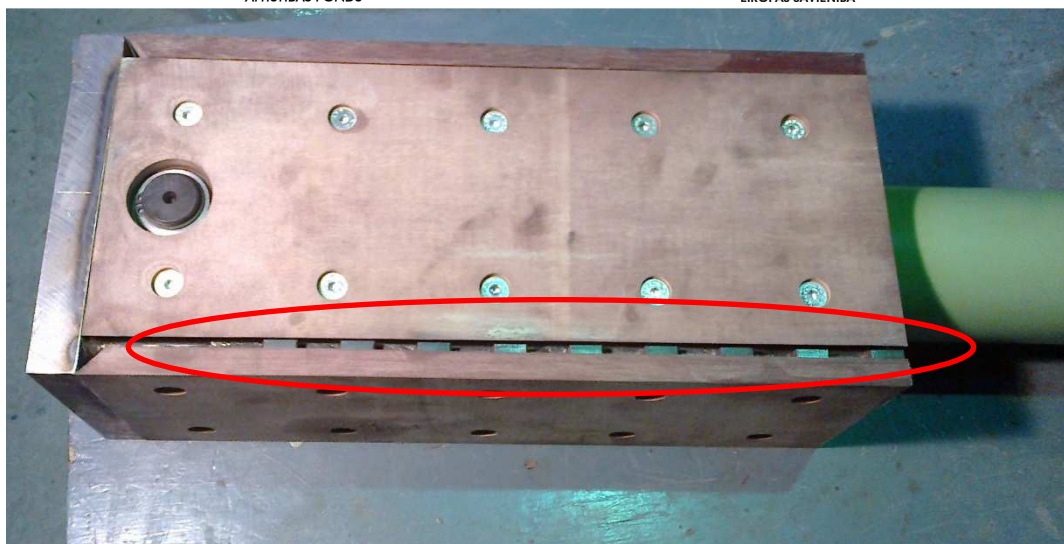
MOBILĀ BRIKETĒTĀJA PROTOTIPA KOLONNAS AR VERTIKĀLO HIDROCILINDRU ELEKTRONISKĀ MODEĻA IZVEIDE

Mobilā briketētāja kolonna ar vertikālo hidrocilindru, nodrošina presējamā materiāla dozēšanu, kas tiek realizēta atbilstoši presējamā materiāla specifikai un materiāla sākotnējo saspiešanu līdz presformai. Solidworks datorprogramma izveidotais kolonas ar vertikālo hidrocilindru elektroniskais modelis redzams 160. attēlā.



160. att. Kolonnas ar vertikālo hidrocilindru elektroniskais modelis: 1 – kolonnas konstrukcija; 2, 7 – hidrocilindra fiksācijas tapas; 3 – presēšanas virzulis; 4 – vertikālais hidrocilindrs; 5 – hidrocilindra fiksācijas elements

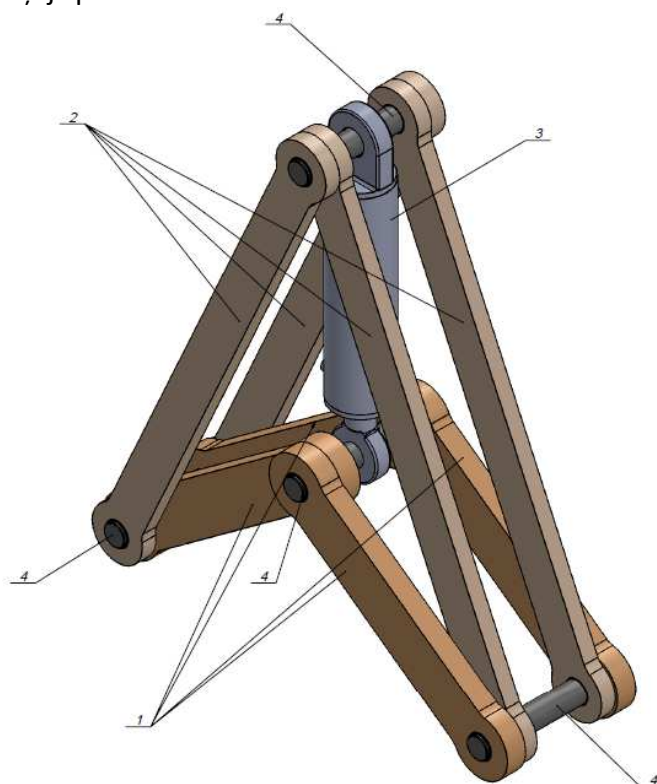
Kolonnas ar vertikālo hidrocilindru gājiena regulēšanai tiek izmantots impulsu skaitīšanas sensors, kas spēj nolasīt uz virzuļa izvietotos, gājiena noteikšanas elementus (skat. 161. att.).



161. att. Kolonnas ar vertikālo hidrocilindru virzulis

MOBILĀ BRIKETĒTĀJA PRESĒŠANAS MEHĀNISMA KONSTRUĒŠANA

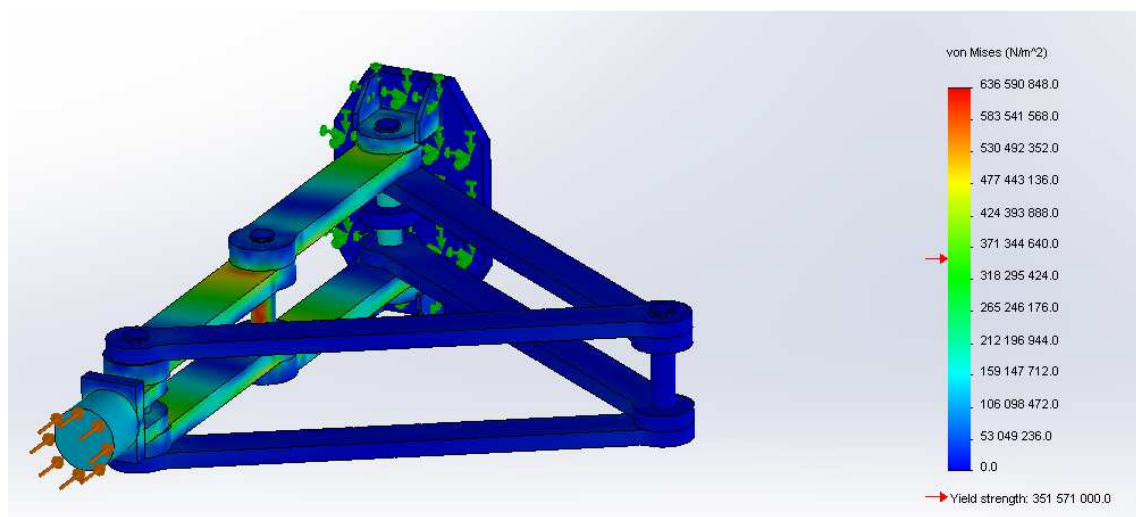
Ņemot vērā rezultātus, kas iegūti mobilā briketētāja presēšanas mehānisma stiprības aprēķinā, izveidots daļējs presēšanas mehānisma elektroniskais modelis (162. att.).



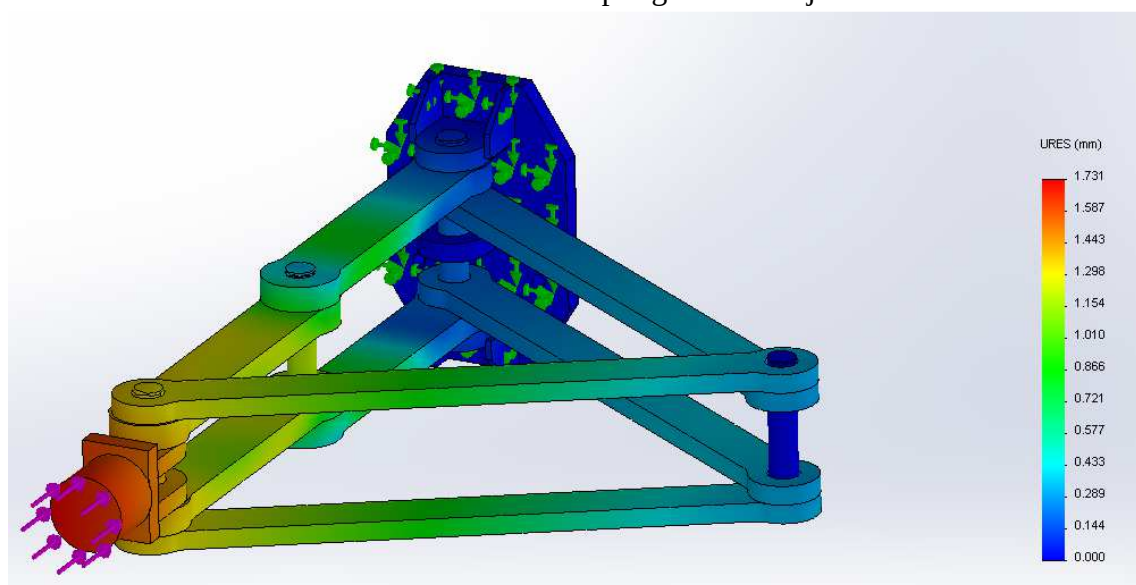
162. att. Presēšanas mehānisma elektroniskais modelis: 1,2 – presēšanas mehānisma locekļi; 3 – hidrocilindrs; 4 – šarnīru tapas

MOBILĀ BRIKETĒTĀJA PROTOTIPA PRESĒŠANAS MEHĀNISMA LOCEKĻU SPRIEGUMU ANALĪZE

Presēšanas mehānisma spriegumu analīze tika veikta statiski slogojot mehānismu ar 1200 kN lielu spēku. Spriegumu analīzēs veikšanai izmatota datorprogramma Solidworks, kas ļauj iegūtos rezultātu uzskatāmi attēlot grafiskā veidā. Iegūtie rezultāti redzami 163. attēlā.



Presēšanas mehānisma spriegumu sadalījums



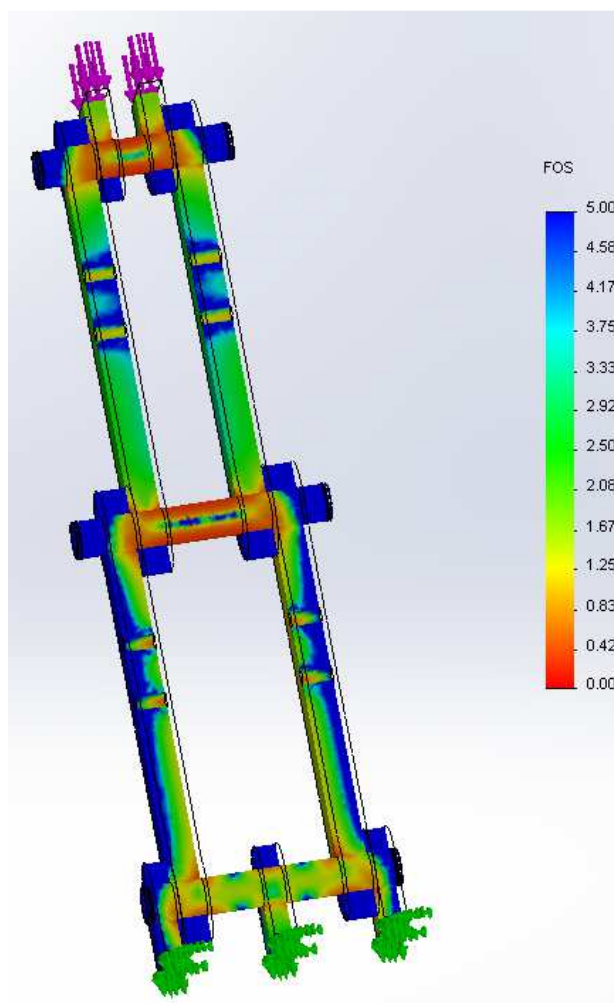
Presēšanas mehānisma deformācijas

163. att. Presēšanas mehānisma spriegumu analīzes rezultāti

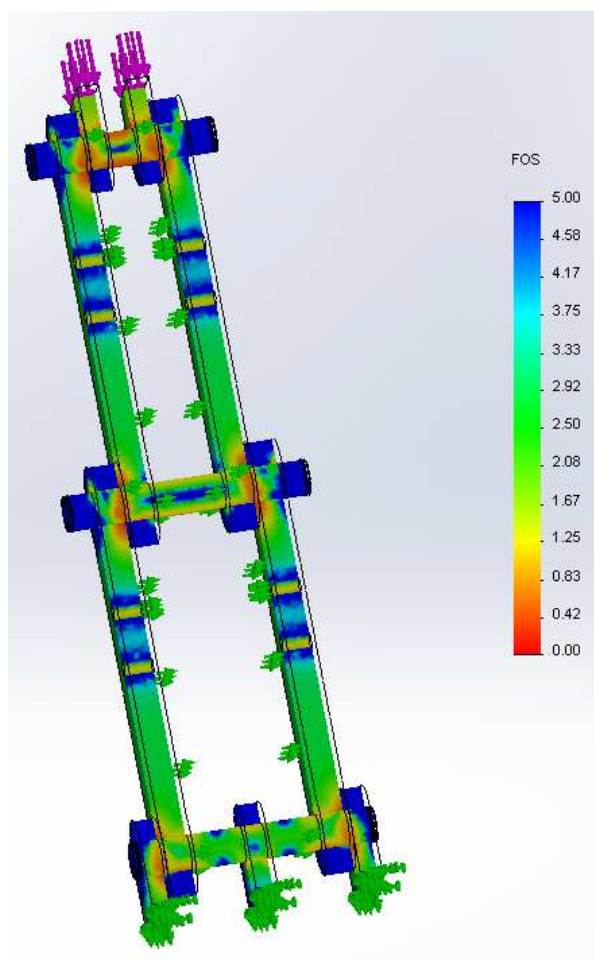
No iegūtajiem modelēšanas rezultātiem redzamas kritiskās vietas, kas iekrāsotas sarkanā krāsā. Šajās vietās maksimālie spriegumi sasniedz materiāla robežizturību. Sarkanas krāsas neesamība norāda uz konstrukcijas drošumu un izturīgumu.

Tā kā simulācijas rezultāti parāda to, ka šarnīru tapas un mehānisma locekļi tiek pakļauti pārāk lieliem spriegumiem, tad tika izveidotas jaunas drošības pārbaudes simulācijas, kur tika palielināti arī mehānisma elementu ģeometriskie parametri. No iegūtajiem rezultātiem tika konstatēts, ka nav pieļaujama mehānisma locekļu lieces deformācija. Izveidoto konstrukciju nepieciešamas papildināt ar speciāli izveidotām stiprības ribām.

Presēšanas mehānisma elementu drošības pārbaudes simulācijas rezultāti redzami 2. attēlā.



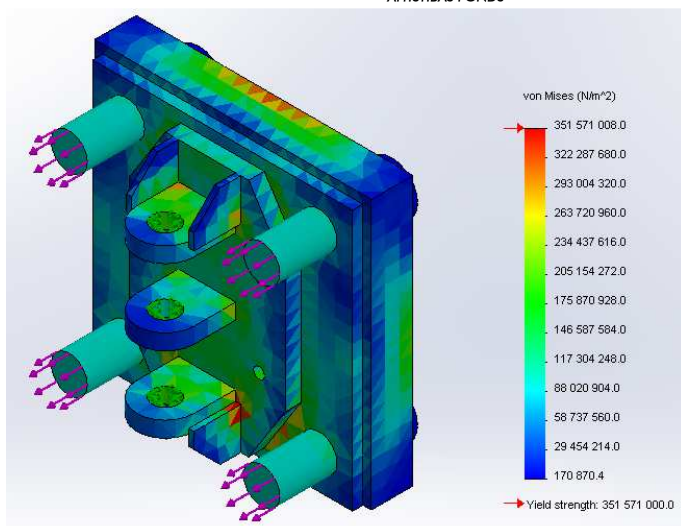
Presēšanas mehānisma locekļa drošības
pārbaude



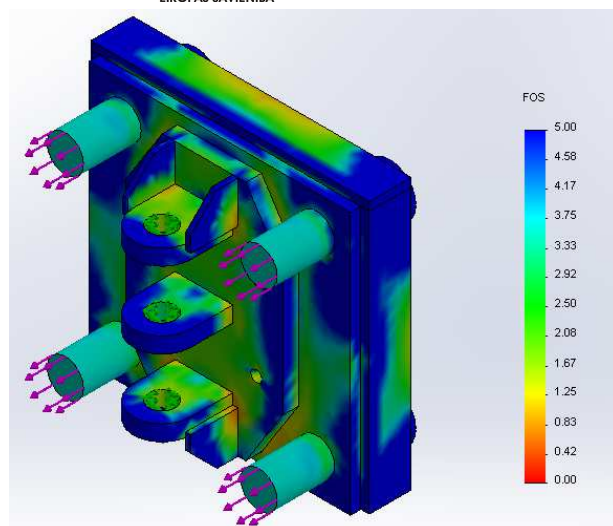
Presēšanas mehānisma locekļa drošības
pārbaude, nepieļaujot locekļu lieces
deformāciju

164. att. Presēšanas mehānisma elementu drošuma pārbaude

Mobilā briketētāja prototipa presēšanas mehānisma fiksācija tiek nodrošināta izmantojot divas plāksnes. Tā kā maksimālajam slogojumam tiks pakļauta tikai gala plāksne, tad nepieciešamas pārliecināties par konstrukcijas drošumu, izveidojot spriegumu simulācijas modeli. Iegūtie simulācijas rezultāti redzami 165. attēlā. No iegūtajiem rezultātiem var secināt, ka projektētā gala plāksnes konstrukcija ir pietiekoši droša.



Gala plāksnes spriegumu sadalījums

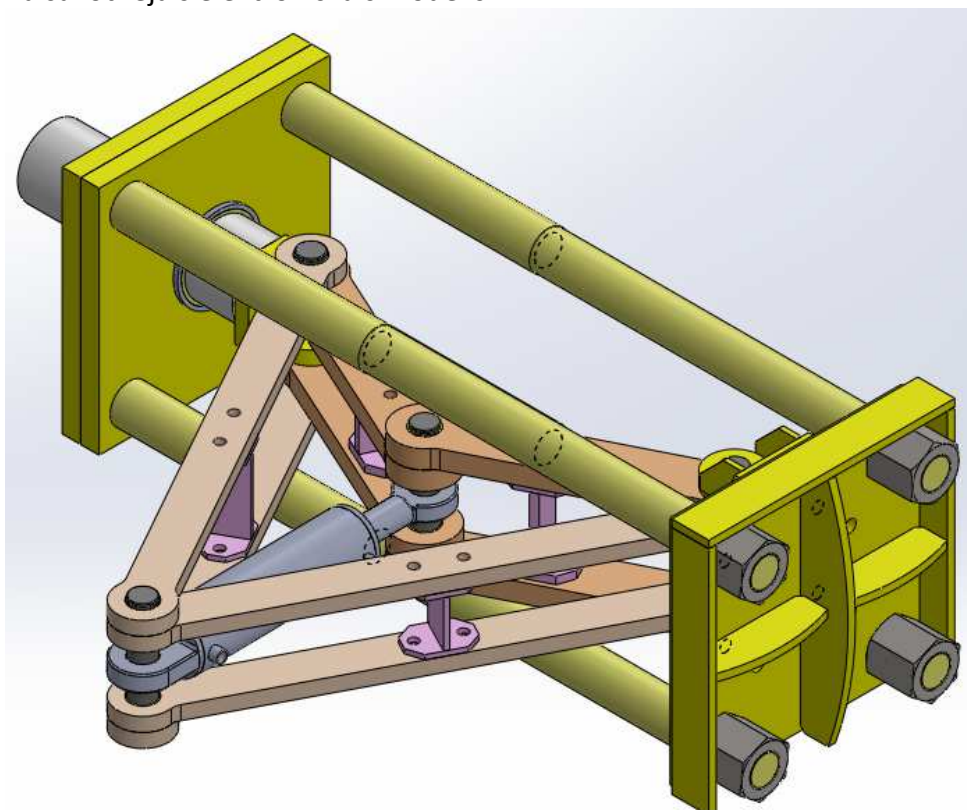


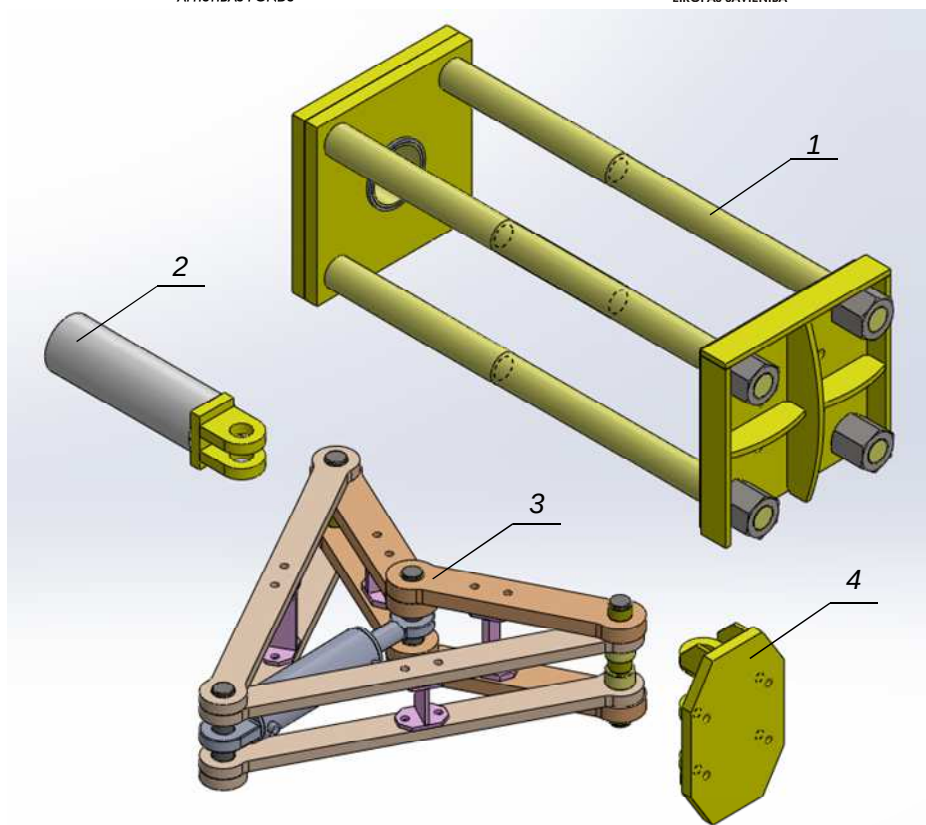
Gala plāksnes drošības pārbaude

165. att. Gala plāksnes spriegumu modelēšanas rezultāti

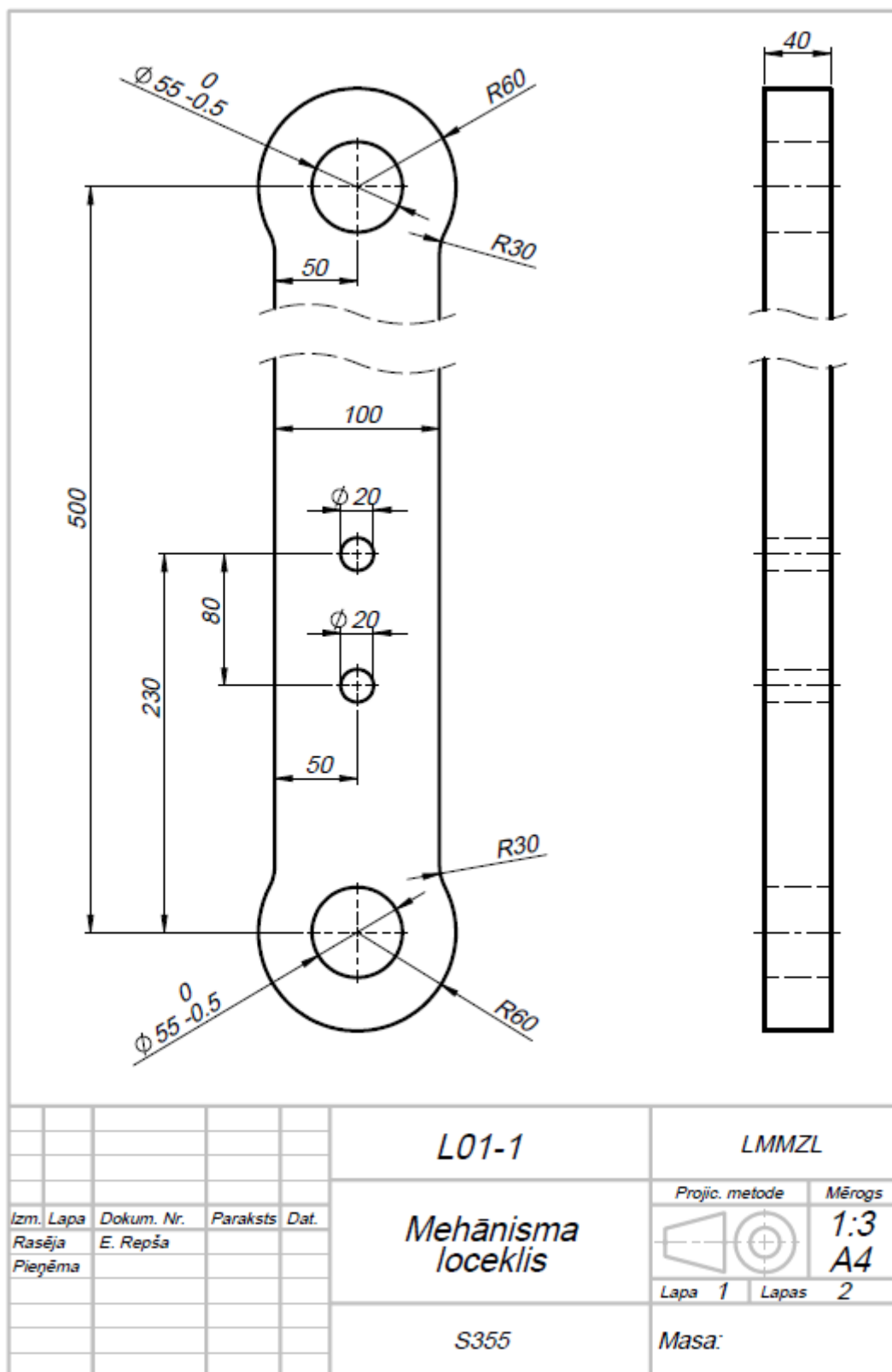
MOBILĀ BRIKETĒTĀJA PROTOTIPA PRESĒŠANAS MEHĀNISMA PROJEKTĒŠANA

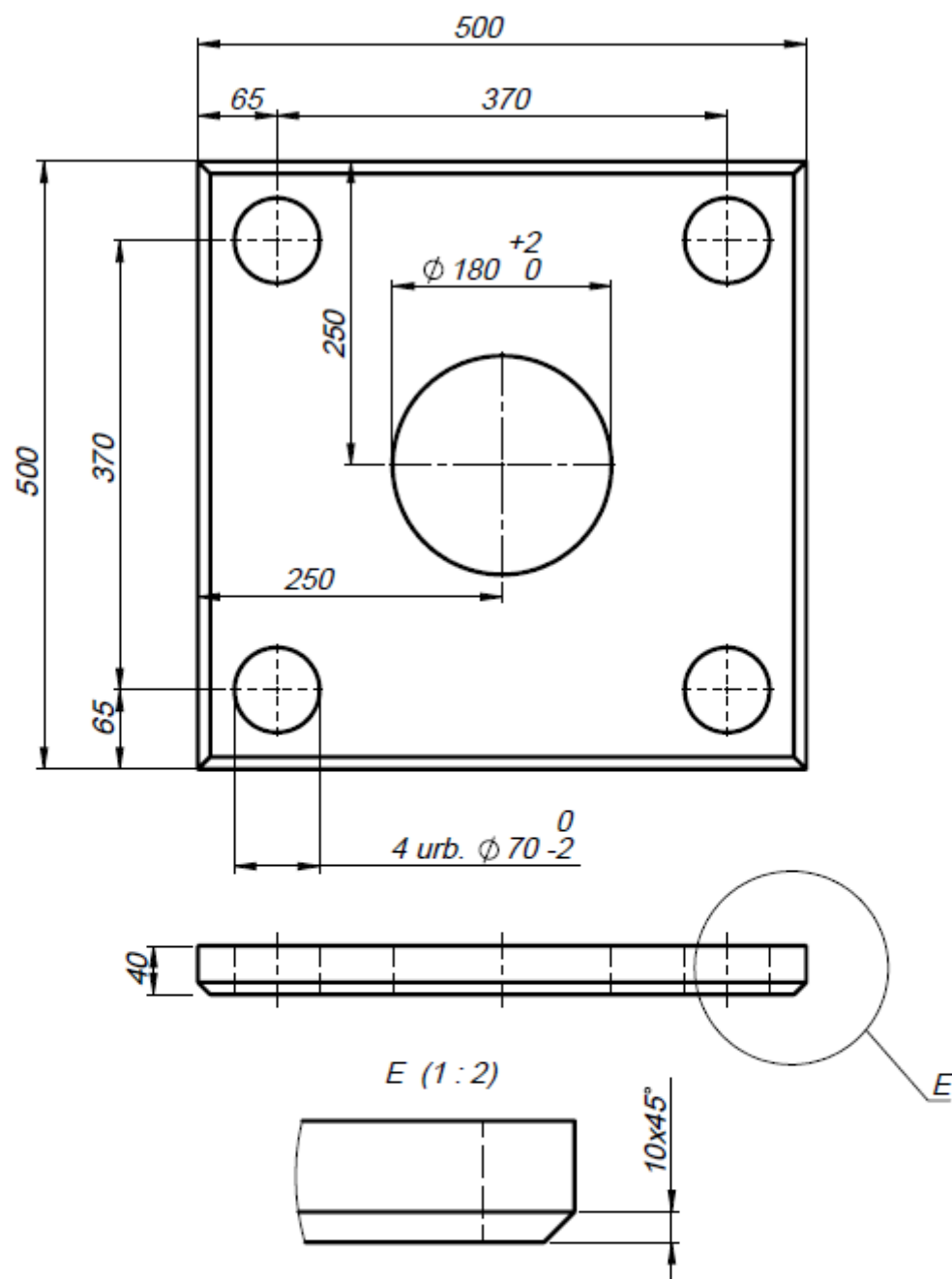
Datorprogrammā Solidworks izveidots mobilā briketētāja prototipa presēšanas mehānisma sākotnējais elektroniskais modelis.





166. att. **Mobilā briketētāja prototipa presēšanas mehānisma elektroniskais modelis:**
1 – mehānisma nostiprināšanas rāmis; 2 – vadītāja ar gala šarnīru; 3 – presēšanas mehānisms;
4 – nekustīgā gala šarnīrs





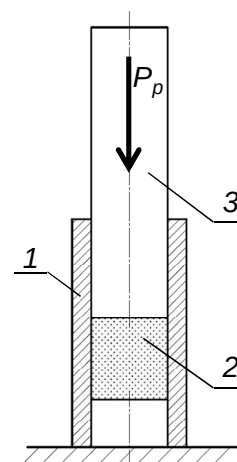
1. Visu izmēru pielaides saskaņā ar ISO 13920 C, izņemot norādītās.

				P01-1(2)		LMMZL	
				Plāksne 500x500		Projic. metode	Mērogs
Izm. Lapa	Dokum. Nr.	Paraksts	Dat.				1:5
Rasēja	E. Repša						A4
Pieņēma						Lapa 3	Lapas 4
				S355		Masa:	

MIEŽABRĀĻA BIOMASAS BRIKETĒŠANAS EKSPERIMENTI

Miežabrāļa briketēšanas eksperimenti veikti slēgtā tipa presformā (skat. 167. att.).

Eksperimentu mērķis ir noskaidrot miežabrāļa brikešu blīvumu un īpatnējo briketēšanas enerģiju atkarībā no presēšanas spiediena un materiāla daļiņu lieluma. Brikešu izgatavošanai izmantoti pieci spiediena līmeņi – 90, 120, 150, 180 un 210 MPa. Lai noskaidrotu miežabrāļa brikešu blīvuma un brikešu izgatavošanas īpatnējo enerģiju atkarībā no miežabrāļa daļiņu lieluma izvēlēts materiāls, kura smalcināšanai izmantoti četri dažādi sieti. Sietu acs lielumi – 1.5, 6, 12 un 20 mm. 168. attēlā redzams briketēšanas eksperimentos izmantotais materiāls.



167. att. **Shēma:** 1 – presforma; 2 – presējamais materiāls; 3 - virzulis



Siets 1.5 mm



Siets 6 mm



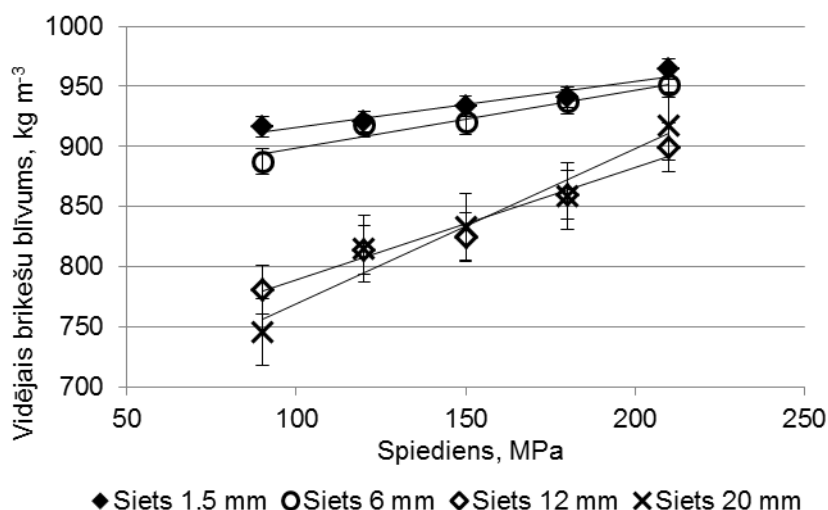
Siets 12 mm



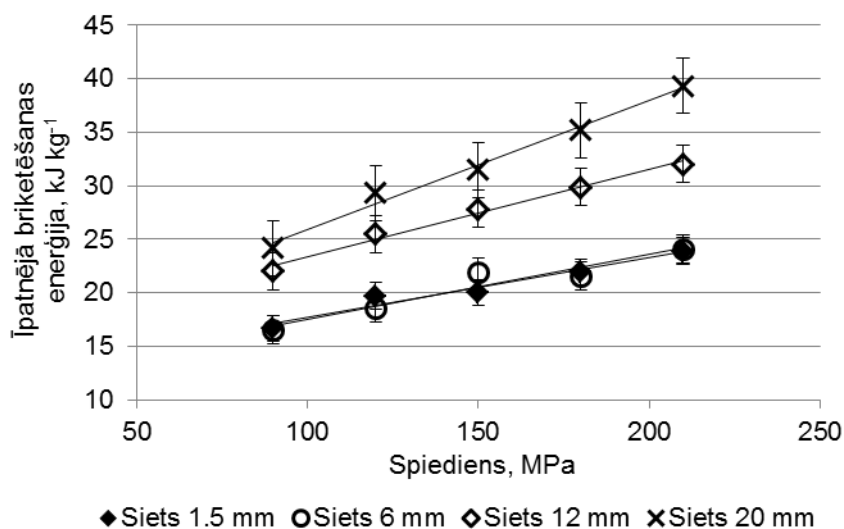
Siets 20mm

168. att. Briketēšanas eksperimentos izmantotais materiāls

Eksperimentos iegūto rezultātu matemātiskā apstrāde veikta izmantojot MS Excel programmu. Iegūtie rezultāti redzami 169. un 170. attēlos.



169. att. Izgatavoto brikešu vidējās blīvuma vērtības

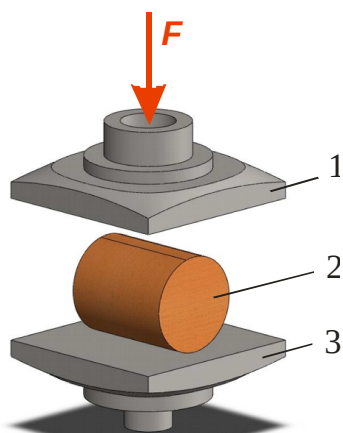


170. att. Briketēšanas īpatnējā enerģija

No iegūtajiem rezultātiem redzams, ka palielinot briketēšanas spiedienu no 90 līdz 210 MPa vidējais brikešu blīvums pieaug no 746 ± 11 līdz 915 ± 25 kg m^{-3} (siets 20 mm), no 781 ± 14 līdz 899 ± 20 kg m^{-3} (siets 12 mm), no 888 ± 12 līdz 951 ± 19 kg m^{-3} (siets 6 mm) un no 917 ± 18 līdz 964 ± 23 kg m^{-3} (siets 1.5 mm). Savukārt īpatnējā briketēšanas enerģija no 24.2 ± 0.5 līdz 39.3 ± 4.9 kJ kg^{-3} (siets 20 mm), no 22.0 ± 2.5 līdz 32.5 ± 5.3 kJ kg^{-3} (siets 12 mm), no 16.5 ± 0.3 līdz 24.0 ± 4.0 kJ kg^{-3} (siets 6 mm) un no 16.6 ± 0.8 līdz 23.9 ± 0.3 kJ kg^{-3} (siets 1.5 mm).

18. BRIKEŠU UN GRANULU KVALITĀTES TEORĒTISKĀ IZPĒTE

Brikešu mehāniskā izturība var tikt raksturota ar spēku kāds nepieciešams, lai tās sagrautu [1, 2]. Šāda veida pārbaudēs nepieciešams mazāks daudzums brikešu un iegūtie mērījumi ir tieši. Apaļa šķērsriezuma briketi novieto starp atbalsta plāksnēm, kā tas parādīts 171. attēlā. Starp plāksnēm briket tiek spiesta tik ilgi, kamēr tā pārlūzt. Šādos eksperimentos ieteicams lietot iespējami lielu atkārtojumu skaitu – vismaz 11 briketes.



171. att. Briekšu stiprības pārbaudes shēma
172.

1. Brožek M., 2001. Briketování nekovového odpadu. In: Sborník z mezinárodní konference XIV Diamatech.Krakow, Univerzita Radom: 84–87.
2. Plištil D., Brožek M., Malaták J., Hutla P. (2005): Mechanical characteristics of standard fuel briquettes on biomass basic. Research in Agricultural Engineering, 51: 66–72.

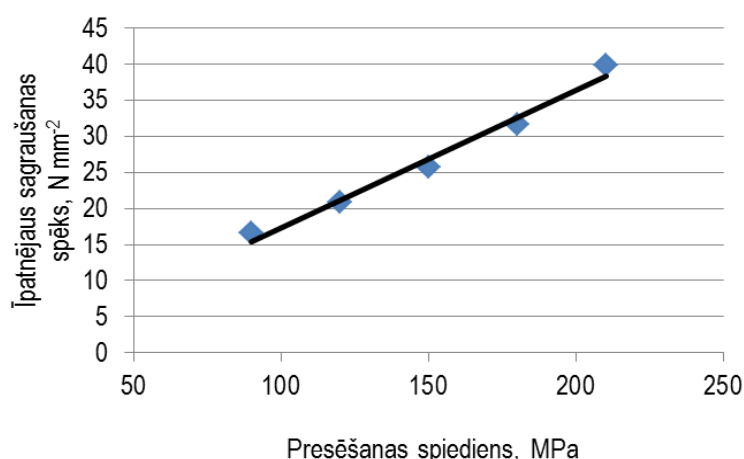
19. NOTURĪBAS PĒTĪJUMI DAŽĀDU MAISĪJUMU GRANULĀM, BRIKETĒM

MIEŽABRĀĻA BRIKEŠU MEHĀNISKĀS NOTURĪBAS ĪPAŠĪBU EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI

Miežabrāļa brikešu mehāniskās noturības īpašību pētījumiem tika izmantots brikešu sagraušanas tests. Sagraušanas tests realizēts izmantojot materiālu testēšanas mašīnu *Zwick Z2.5*.



Eksperimentā laikā, brikete tiek novietota starp divām paralēlām plaknēm un tiek slogota ar spēku radiālā virzienā. Šādā veidā tiek noteikts maksimālais spēks, kāds nepieciešams briketes sagraušanai. Eksperimentiem izmantotas miežabrālā briketes, kas izgatavotas ar dažādiem maksimālajiem spiedieniem 90, 120, 150, 180, 210 MPa.



No iegūtajiem eksperimentu rezultātiem redzams, ka brikešu īpatnējais sagraušanas spēks mainās no 16.5 līdz 39.8 N mm⁻², ja brikešu maksimālais izgatavošanas spiediens palielinās no 90 līdz 210 MPa.

21. DEGŠANAS EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI DAŽĀDA VEIDA KURTUVĒS (ATGĀZU NOTEIKŠANA, SADEGŠANAS PROCESA IZPĒTE)

KALTĒŠANAS EKSPERIMENTĀLĀ MODEĻA KURTUVES FUNKCIONĀLĀ PĀRBAUDE DEGŠANAS REŽIMĀ UN EKSPERIMENTĀLA SILTUMA JAUDAS NOTEIKŠANA



173. att. Temperatūras mērījumi funkcionālajā pārbaudē

Konvektīvā siltumatdeve no siltummaiņas virsmas apkārtējā vidē:

$$Q = \alpha_d \cdot (t_1 - t_2) \cdot S_v; \quad (99)$$

kur, α_d – virsmas vidējais siltumatdeves koeficients, pieņem $\alpha_d=50\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;

t_1 – vidējā virsmas temperatūra, K;

t_2 – vidējā gaisa temperatūra virsmas tuvumā, K;

S_v – virsmas laukums, m^2 .

Mērīšanas virsma	Virsmas laukums, m^2	Vidējā virsmas temperatūra t_1 , °C	Temperatūra virsmas tuvumā t_2 , °C	Temperatūru starpība	Virsmas siltumatdeves jauda, W
Durvis	0.25	114	35	79	988
Aizmugures virsma	0.55	30	20	10	275
Priekšdaļas augša	0.26	116	30	86	1118
Priekšdaļas apakša	0.05	260	45	215	538
Virsma	0.33	99	30	69	1139
Sāna priekšējā puse	0.4	130	25	105	2100
Sāna aizmugures puse	0.4	56	25	31	620
Kopā					6.8kW

Ģenerētais karstais gaiss:

$$Q = v \cdot c \cdot (t_{izpl.} - t_{iepl.}) = 69972 \text{ kJ} \quad (100)$$

kur, V – ģenerētā karstā gaisa daudzums, $V = 980 \text{ m}^3$;
 c – gaisa siltumietilpība, $c_{\text{gaisam}} = 1.05 \text{ kJ/kgK}$;
 $t_{iepl.}$ – ģeneratorā ieplūstošā gaisa temperatūra, $t_{iepl.} = 10^\circ\text{C}$;
 $t_{izpl.}$ – no ģeneratora izplūstošā gaisa temperatūra, $t_{izpl.} = 78^\circ\text{C}$

Ģeneratora jauda:

$$P_1 = \frac{Q}{s} = 19.43 \text{ kW}; \quad (101)$$

kur, s – karstā gaisa ģenerēšanas laiks, $s = 3600 \text{ s}$;

Kurtuves sadedzināšanas jauda $P_2 = 28 \text{ kW}$.



174. att. Kurtuves funkcionālā pārbaude

22. DAŽĀDU MAISIJUMU BIOMASAS GRANULU SILTUMSPĒJAS, PELNU KUŠANAS TEMPERATŪRAS U.C. PARAMETRU NOTEIKŠANA

Apzināti standarti, kas reglamentē granulu sadegšanas un mehāniskās noturības parametru noteikšanu.

1	LVS EN	15103	2010	Cietās biodegvielas. Tilpumbūvuma noteikšana	Normatīvs
2	LVS EN	14774-2	2010	Cietās biodegvielas. Mitruma satura noteikšana. Žāvēšanas krāsns metode. 2. daļa: Kopējais mitrums. Vienkāršotā metode	Normatīvs
3	LVS EN	14775	2010	Cietās biodegvielas. Pelnu satura noteikšana	Normatīvs
4	LVS EN	14918	2010	Cietās biodegvielas. Siltumspējas noteikšana	Normatīvs
5	LVS EN	15210-1	2010	Cietās biodegvielas. Granulu un briekšu mehāniskās ilgizturības noteikšana. 1. daļa: Granulas	Normatīvs
6	LVS EN	15150	2012	Cietās biodegvielas. Daļiņu blīvuma noteikšanas metodes	Infotmatīvs
7	LVS EN	16126	2012	Cietās biodegvielas. Sadrupinātu granulu granulometriskā sastāva noteikšana	Infotmatīvs
8	LVS EN	16127	2012	Cietās biodegvielas. Granulu garuma un diametra noteikšana	Normatīvs
9	LVS CEN/TS	15370-1	2007	Cietās biodegvielas. Pelnu izkausējamības noteikšana. 1.daļa: Raksturtemperatūru metode	Infotmatīvs
10	LVS EN	15148	2010	Cietās biodegvielas. Gaistošo vielu satura noteikšana	Infotmatīvs
11	LVS EN	15289	2011	Cietās biodegvielas. Sēra un hlora kopējā satura noteikšana	Infotmatīvs
12	LVS EN	15290	2011	Cietās biodegvielas. Makroelementu Al, Ca, Fe, Mg, P, K, Si, Na un Ti noteikšana	Infotmatīvs
13	LVS EN	15297	2011	Cietās biodegvielas. Mikroelementu As, Cd, Co, Cr, Cu, Hg, Mn, Mo, Ni, Pb, Sb, V un Zn noteikšana	Infotmatīvs

PATENTU IZSTRĀDE UN PIETEIKUMU SAGATAVOŠANA

Autori

Dainis Ancāns

Imants Nulle

Aivars Kaķītis

Kopsavilkums: Izgudrojums attiecas uz lauksaimniecības produkcijas pārstrādes iekārtām un ir izmantojams stiebru materiālu (niedru, salmu, kaņepju) sagarumošanai noteikta garuma daļās un sagarumotās masas padeves regulēšanai. Izgudrojuma novitāti nodrošina tas, ka griezējnaži ir nostiprināti uz diviem sinhroni pretējos virzienos rotējošiem rotoriem. Garumotājs izmantojams galvenokārt stiebru biomasas sagarumošanai noteikta izmēra daļās un to dozētas padeves nodrošināšanai biomasu kurināmā briķešu ražošanā.

Stiebru materiālu dozators - garumotājs

Izgudrojums attiecas uz lauksaimniecības produkcijas pārstrādes iekārtām un ir izmantojams stiebru materiālu (niedru, salmu, kaņepju) sagarumošanai noteikta garuma daļās un sagarumotās masas padeves regulēšanai. Garumotājs izmantojams galvenokārt stiebru biomasas sagarumošanai noteikta izmēra daļās un to dozētas padeves nodrošināšanai biomasu kurināmā briķešu ražošanā.

Ir zināma ierīce „Garumošanas ierīce un metode tās vadībai” (Amerikas patents Nr. US 2007/0234863 A1, IPCI B26D 7/06), kura paredzēta plāna plākšņu materiāla sagarināšanai noteikta izmēra gabalos un to transportēšanai. Ierīces griezējmehānisms sastāv no diviem rotējošiem nažiem un diviem nekustīgiem nažiem – pretgriezējiem.

Minētajai ierīcei piemīt trūkums, ka tā nenodrošina stiebru materiālu garināšanu un padevi.

Izgudrojuma mērķis ir ierīces funkcionālo spēju paplašināšana, kas nodrošinātu stiebru materiālu garināšanu noteikta izmēra daļiņās un to padevi, sakārtotā veidā, briķetētājā.

Izgudrojuma mērķis tiek sasniegts izveidojot griezējmehānismu ar diviem rotējošiem nažiem, kuri rotē pretējos virzienos un griešanas momentos to asmeņi pārvietojas viens otram pretim. Naži nostiprināti rotoros, kas veic arī materiāla padevi un nodrošina tā dozēšanu.

Ierīces uzbūve redzama Fig. 1. Garumotājs sastāv no diviem rotoriem 1, ar izgriezumos nostiprinātiem nažiem 2, smalcināmā materiāla 3 padeves ruļļiem 4 un izvadkanāla 5.

Ierīces darbība notiek sekojoši. Smalcināmais stiebru materiāls 3 tiek padots padeves ruļļos 4, kuri to pārvieto uz rotoriem 1. Rotoru griešanās rezultātā nažu 2 asmeņi nonāk kontaktā un nocērt stiebru materiālu. Atdalītā materiāla daļiņas pārvieto naži un tās tiek izsviestas izvadkanālā 5.

Daļiņu garums ir atkarīgs no rotoru diametra un nažu skaita. Materiāl padevi nosaka padeves ruļļu un rotoru griešanās ātrums. Izmainot šos parametru iespējams dozēt materiāla padevi.

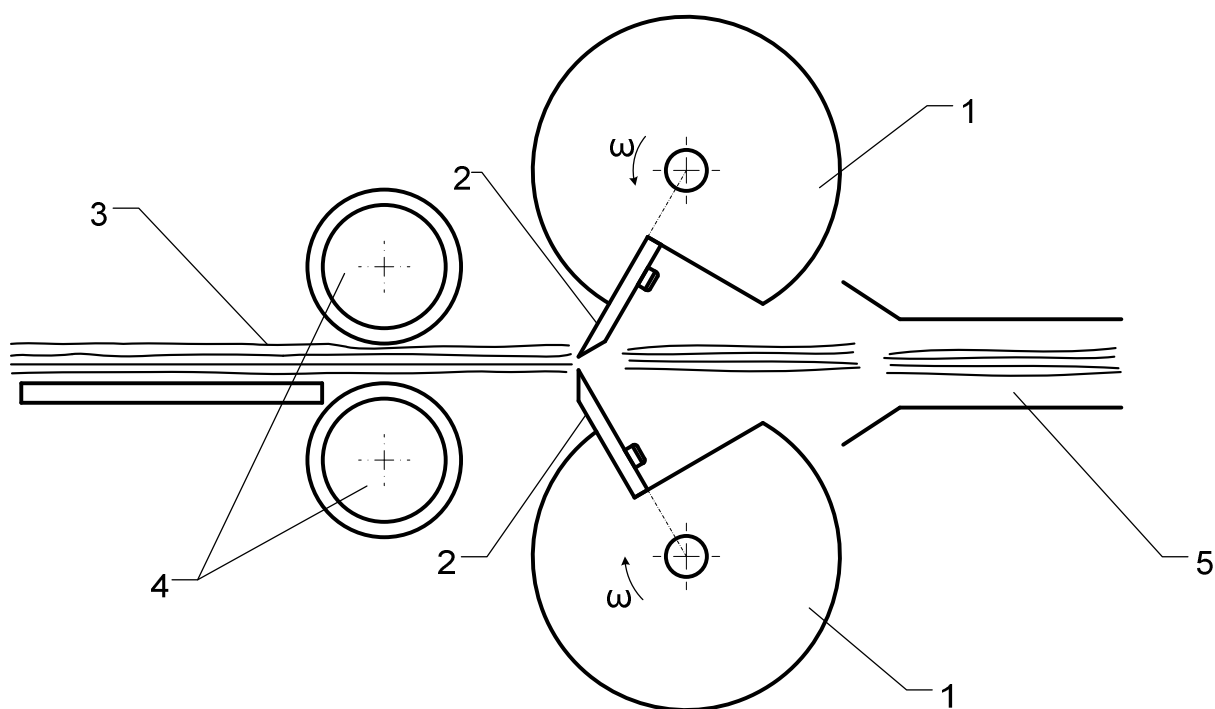


Fig. 1

Pretenzija

Stiebru materiāla dozators garumotājs, kas satur vienu rotējoši nazi un vienu nekustīgu pretgriezējnazi, atšķiras ar to, ka, ar mērķi paplašināt funkcionālās iespējas, naži ir nostiprināti uz diviem sinhroni pretējos virzienos rotējošiem cilindriem, kuriem smalcināmā masa tiek padota ar diviem ruļļiem, kas nosaka padeves daudzumu.

Izmantotā literatūra

3. Aivars Kakitis, Imants Nulle, Dainis Ancans. (2012) GEOMETRIC AND KINEMATIC PARAMETERS OF BIOMASS CUTTER Engineering for rural development: Proceedings of 11th International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering Jelgava: LUA, pp. 251-256.
4. Patents EP1837137 (A1), tiešsaistes resurss
http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/description?CC=EP&NR=1837137B1&KC=B1&FT=D&ND=3&date=20100602&DB=EPODOC&locale=en_EP , skatīts 02.12.2012.

ZINĀTNISKO PUBLIKĀCIJU SAGATAVOŠANA UN PUBLICĒŠANA

EVALUATION OF REED CANARY GRASS SHREDDING AND COMPACTING PROPERTIES

Andris Kronbergs, Eriks Kronbergs, Edgars Repsa

Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering, Institute of Mechanics,
J. Čakstes bulv. 5, Jelgava, Latvia, LV-3001,

e-mail: andris.kronbergs@llu.lv; eriks.kronbergs@llu.lv; edgars.repsa@llu.lv

Abstract: Reed canary grass biomass is recommended for solid biofuel production. The main conditioning operation before preparation of herbaceous biomass compositions for solid biofuel production is shredding. Shredding can increase bulk density up to 165 kg m^{-3} . Biomass compacting represents technology for the conversion of biomass into a solid biomass fuel in shape of briquettes and pellets. Compacting of biomass is one of the important processes for effective handling, transport and storage of this biomass fuel material. The purpose of the work was to investigate reed canary grass (*Phalaris arundinacea*) comminuting energy, bulk density and briquetting energy dependence on hammer mill screen opening size. For comminuting was used hammer mill, equipped with four different screens with opening sizes 20, 12, 6 and 1.5 mm. Comminuting energy for these opening sizes was stated within $11 - 236 \text{ kJ kg}^{-1}$. Bulk density for reed canary grass by comminuting can be increased up to 165 kg m^{-3} if hammer mill screen with opening size 1.5 mm is used. For briquetting experiments were used hydraulic laboratory press, where for compacting were used five different pressure levels – 90, 120, 150, 180 and 210 MPa. Maximum density $899 - 964 \text{ kg m}^{-3}$ had been achieved for compacting pressure 210 MPa. Summary energy consumption for comminuting and briquetting is approximately 50 kJ kg^{-1} if screen opening sizes are 12 and 20 mm in comminuting. For these sizes briquette density is 899 and 915 kg m^{-3} .

Key words: herbaceous biomass, comminuting, briquetting.

Introduction

Density of herbaceous biomass like reed canary grass (*Phalaris arundinacea*) after primary treatment have a relationship with transport and storage costs and affects the size of handling systems and processing equipment in the end use facilities. Bulk density has significant effect on material handling and storage aspects in a bio refinery, and depends on material composition, particle size, shape and distribution, moisture content, specific density and applied pressure (Lam et al., 2007). Bulk density of biomass increases during transportation, handling, and storage which can be caused by compaction due to vibration, tapping, or normal load (Emami & Tabil, 2008).

Compacting is way how to increase herbaceous biomass density. Compacting of biomass represents technology for conversion of biomass into solid fuel in shape of briquettes and pellets.

European countries have standards (ÖNORM 7135, SS 18 71 20 and DIN 51731) (Matúš & Križan, 2010; Alakangas, 2011) concerned with wood pellets and briquettes properties. Demand of mentioned biofuel density is $> 1000 \text{ kg m}^{-3}$ in standards. For lower quality biomass solid fuel permissible density is $> 900 \text{ kg m}^{-3}$.

In this study, shredding and compacting properties of reed canary grass was investigated using hammer mill and laboratory hydraulic press equipment.

The purpose of the work was to investigate reed canary grass comminuting energy, bulk density and briquetting energy dependence on hammer mill screen opening size.

Materials and Methods

In experiments was used reed canary grass material which was stored in round bales. Bales were spread out before comminuting. The length of reed canary grass stalks was within 0.1 and 0.5 m.

For reed canary grass stalk comminuting was used hammer mill. The machine was equipped with 15 kW electric motor and four different screens with round shaped opening size 1.5, 6, 12 and 20 mm. Hammer mill was equipped with instantaneous power measuring equipment. Electric motor was connected to a voltage transformer and to the *Pico Data Logger*. All data were collected with

computer and processed with Microsoft Excel software. Before material comminuting was determined hammer mill idle power. Specific cutting energy was calculated:

$$E_{SC} = \frac{E_{\Sigma} - E_{ID}}{m}, \quad (1)$$

where: E_{SC} – specific cutting energy, kJ kg^{-1} ;

E_{Σ} – total consumed energy for comminuting, kJ ;

E_{ID} – calculated idle energy during experiment, kJ ;

m – comminuted material weight during experimenting, kg .

Bulk density for comminuted reed canary grass material was measured according DD CEN/TS 15103:2005.

Laboratory compaction experiments had been carried out in closed die (Fig. 1) with diameter 35 mm by means of laboratory press equipment. The dosage of 35 grams of reed canary grass was used for every briquette. Grinding of reed canary grass was realized hammer mill using four different screen sizes 1.5, 6, 12 and 20 mm. Moisture of was 17.6%. The moisture content was determined according the standard BS EN 2:2009, where oven drying of the samples carried out at $105 \pm 2^\circ\text{C}$.

During compacting of individual the force – displacement data were recorded *Data Logger* and computer. Energy requirement for compacting was obtained – displacement curves by graphical integration. Total specific energy of reed canary grass compacting was calculated by equation:

$$E_{sp} = \frac{W}{m_b}, \quad (2)$$

where: E_{sp} – specific compacting energy, kJ kg^{-1} ;

W – compacting energy, kJ ;

m_b – mass of briquette, kg .

The briquettes with different density had been obtained as result. For density calculation the weight of briquette was measured on electronic scales Sartorius GM312 with division 0.01 g and size of briquettes was measured with sliding calipers (division 0.1 mm). Briquette density has to be evaluated after briquette ejection from die.

For compacting of reed canary grass were used five different maximal pressure levels 90, 120, 150, 180, 210 MPa.

Results and Discussion

Comminuted reed canary grass material bulk density is within $101 \pm 2 \text{ kg m}^{-3}$ (if screen with opening size 20 mm is used) and $165 \pm 1 \text{ kg m}^{-3}$ (if screen with opening size 1.5 mm is used). Using Microsoft Excel program was determined comminuted reed canary grass material density dependence on hammer mill screen size (Fig. 2). The trend line shows hammer mill screen size influence on material bulk density.

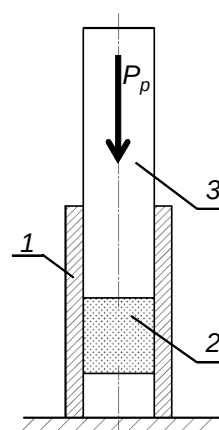


Fig.1. Close die pressing scheme: 1 – die; 2 – pressing material; 3 – pressing piston

hydraulic
grinded
pressing.
with
opening
material

14774-
was

briquette,
by Pico

from force

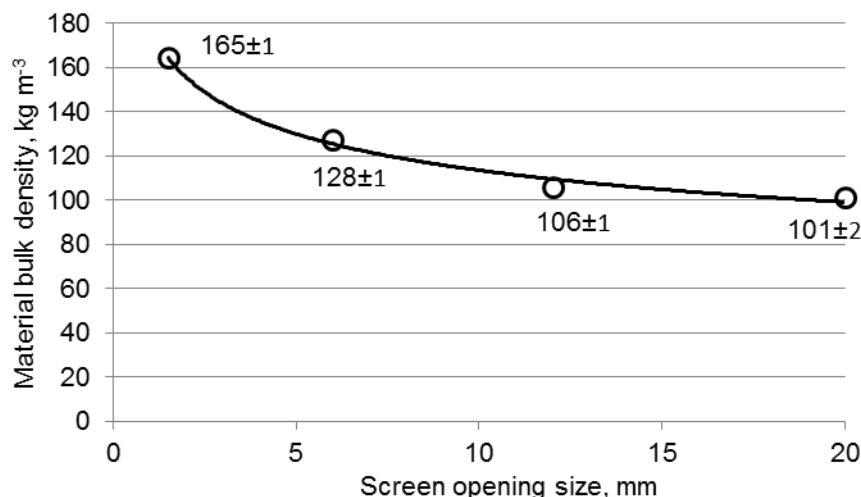


Fig.2. Bulk density dependence on hammer mill screen size
Screen size influence on bulk density trend line formula was:

$$\rho = f(D) = 180 \cdot D^{-0.2} \quad (3)$$

Where: ρ – bulk density, kg m⁻³;

D – Hammer mill screen opening diameter, mm.

Reed canary grass material cutting energy for all screens was determined (Fig.3). Screen size influence cutting energy trend line formula was:

$$E_{SC} = 435 \cdot D^{-1.23} \quad (4)$$

Specific cutting energy per mass unit is growing considerably when screen opening with size less than 12 mm is used.

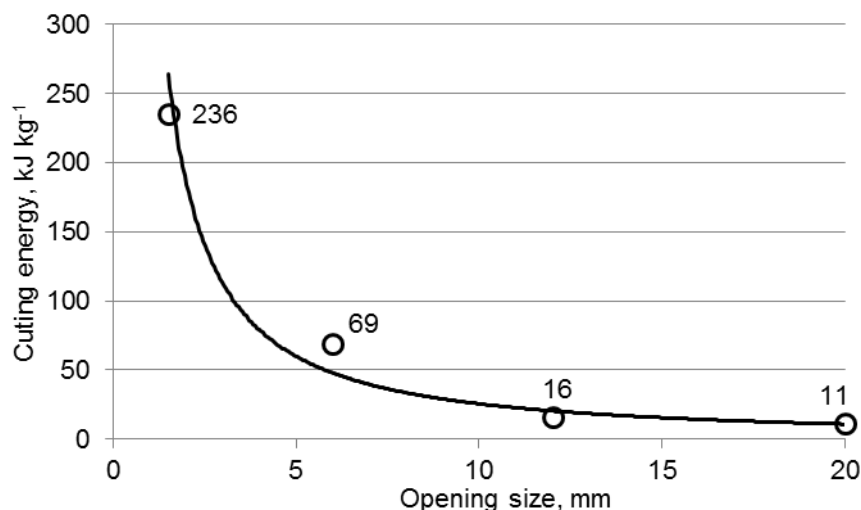


Fig.3. Cutting energy dependence on hammer mill screen opening size

Compacting pressure is a factor which influences mainly on briquette strength and density. In figure 4 is shown average density of reed canary grass depending on compacting pressure and material particle size. For material particle size characteristic was used hammer mill screen opening size. The result shown that the highest average value of briquettes density was obtained compacting reed canary grass particles which was produced using hammer mill screen opening size 1.5 mm, but the lowest values are for screen opening size 20 mm.

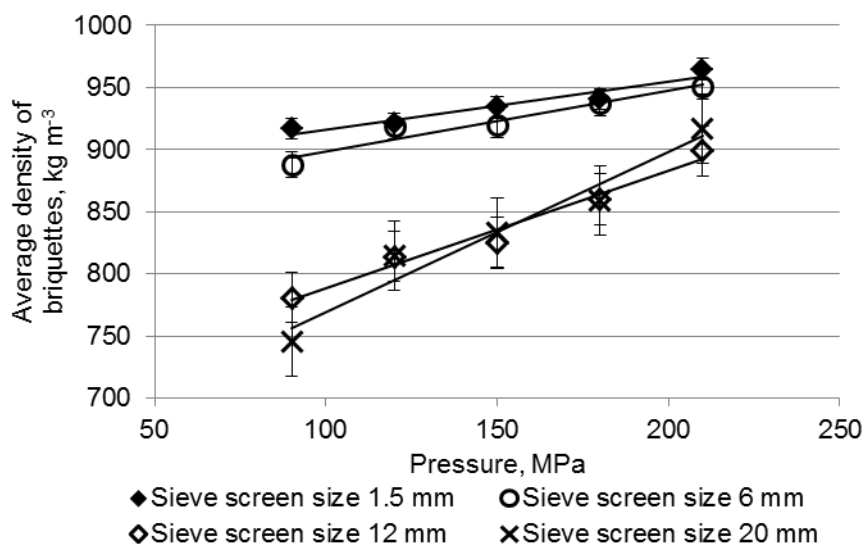


Fig.4. Reed canary grass briquettes density

Fig. 4 shows that the briquettes density for all particle size groups increased with an increase in pressure. The mean density value of briquettes increase from 746 ± 11 to 915 ± 25 kg m^{-3} (screen opening size 20 mm), from 781 ± 14 to 899 ± 20 kg m^{-3} (screen opening size 12 mm), from 888 ± 12 to 951 ± 19 kg m^{-3} (screen opening size 6 mm) and from 917 ± 18 to 964 ± 23 kg m^{-3} (screen opening size 1.5 mm), if compacting pressure increase from 90 to 210 MPa. Satisfactory values of briquettes density for each material particle groups were obtained at the maximal compacting pressure – 210 MPa.

For obtained results correlation evaluation was used linear trend line. The coefficient of determination R^2 for results was ranged between 0.92 and 0.97.

Pressing energy consumption had been obtained from force – displacement curves by graphical integration. Figure 5 shows the pressing energy consumption for briquetting of the same grinded reed canary grass. For all four particle size groups, specific energy significantly increased with an increase in pressure from 90 to 210 MPa.

The mean specific compacting energy value increases from 24.2 ± 0.5 to 39.3 ± 4.9 kJ kg^{-3} (screen opening size 20 mm), from 22.0 ± 2.5 to 32.5 ± 5.3 kJ kg^{-3} (screen opening size 12 mm), from 16.5 ± 0.3 to 24.0 ± 4.0 kJ kg^{-3} (screen opening size 6 mm) and from 16.6 ± 0.8 to 23.9 ± 0.3 kJ kg^{-3} (screen opening size 1.5 mm), if compacting pressure increases from 90 to 210 MPa.

For obtained results correlation evaluation was used linear trend line. The coefficient of determination R^2 for results was ranged between 0.92 and 0.98.

Obtained results show that specific compacting energy depends on particles size used for briquetting. Lowest specific briquetting energy consumption is for particle size obtained with hammer mill screen opening size 1.5 mm comparing with screen opening 20 mm.

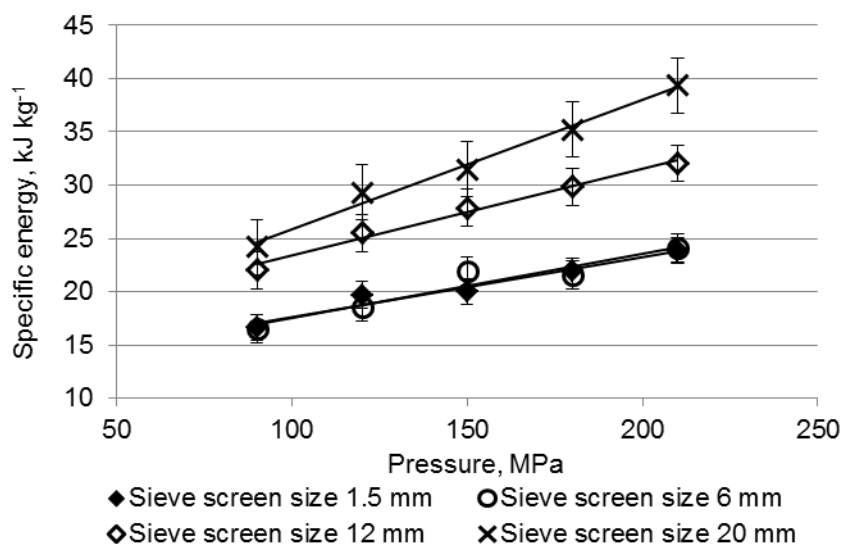


Fig.5. Specific energy of briquetting

Summary reed canary grass conditioning energy can be calculated as sum of cutting and compacting energy. Obtained results at maximal compacting pressure 210 MPa are shown in Fig. 6. Comparing specific cutting energy and specific compacting energy results show that total energy consumption is 260 kJ kg⁻¹ (if screen with opening size 1.5 mm is used) and 48 kJ kg⁻¹ (if screen with opening size 12 mm is used). The total specific conditioning energy consumption difference is 212 kJ kg⁻¹ for used screen sizes.

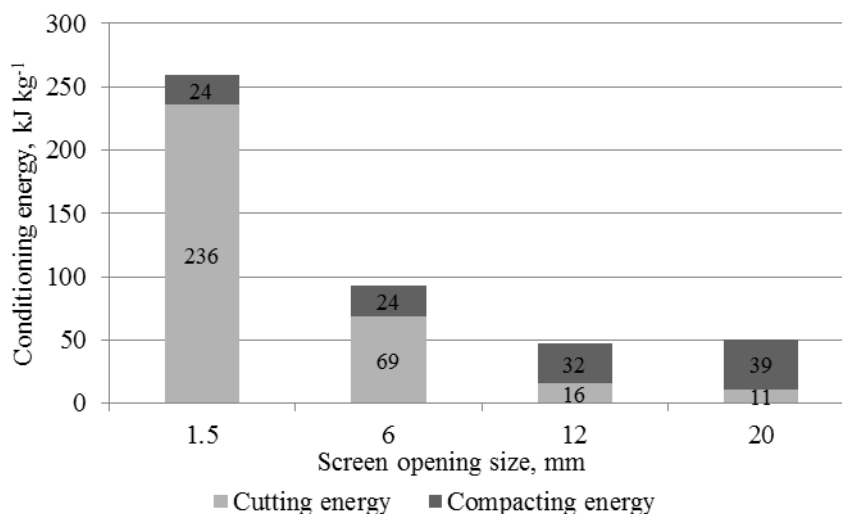


Fig.6. Conditioning energy dependence on screen opening size

Conclusions

Comminuted reed canary grass material bulk density is within 101±2 kg m⁻³ (if screen with opening size 20 mm is used) and 165±1 kg m⁻³ (if screen with opening size 1.5 mm is used).

Specific cutting energy per mass unit is growing considerably when hammer mill screen opening size is less than 12 mm.

During compacting the mean density value of briquettes increase from 746±11 to 915±25 kg m⁻³ (screen opening size 20 mm), from 781±14 to 899±20 kg m⁻³ (screen opening size 12 mm), from 888±12 to 951±19 kg m⁻³ (screen opening size 6 mm) and from 917±18 to

$964 \pm 23 \text{ kg m}^{-3}$ (screen opening size 1.5 mm), if compacting pressure increase from 90 to 210 MPa.

The mean specific compacting energy value increase from 24.2 ± 0.5 to $39.3 \pm 4.9 \text{ kJ kg}^{-3}$ (screen opening size 20 mm), from 22.0 ± 2.5 to $32.5 \pm 5.3 \text{ kJ kg}^{-3}$ (screen opening size 12 mm), from 16.5 ± 0.3 to $24.0 \pm 4.0 \text{ kJ kg}^{-3}$ (screen opening size 6 mm) and from 16.6 ± 0.8 to $23.9 \pm 0.3 \text{ kJ kg}^{-3}$ (screen opening size 1.5 mm), if compacting pressure increase from 90 to 210 MPa.

Maximum of specific conditioning energy is 260 kJ kg^{-1} (if screen with opening size 1.5 mm is used), but minimum is 48 kJ kg^{-1} (if screen with opening size 12 mm is used). The total specific conditioning energy consumption difference is 212 kJ kg^{-1} for used screen sizes.

Acknowledgment

This publication has been prepared within the framework of the ERAF Project „Development of mechanization equipment for energy crops conditioning”, contract Nr. 2010/0306/2DP/2.1.1.1.0/10/APIA/VIAA/128.

References

- Alakangas E. 2011. European standards for fuel specification and classes of solid biofuels. In Grammelis P. (ed.): *Solid biofuel for energy: lower greenhouse gas alternative*. Springer, New York, pp. 21–41. ISSN1865-3529.
- Emami S., Tabil L.G., 2008. Friction and compression characteristics of chickpea flour and components. *Powder Technology* **182**, pp. 119–126.
- Lam, P.S., Sokhansanj, S., Bi, X., Mani, S., Womac, A.R., Hoque, M., Peng, J., JayaShankar, T., Naimi, L.J., Narayan, S., 2007. Physical Characterization of Wet and Dry Wheat Straw and Switchgrass – Bulk and Specific Density, Paper No. 076058. ASABE, St. Joseph, Michigan.
- Matúš M., Križan P. 2010 Influence of structural parameters in compacting process on quality of biomass pressings. *Journal of applied mathematics*. Volume 3, Number 3, p. 87 – 96.

Belt feeder for biomass mixing

Aivars Kaķītis, Imants Nulle, Dainis Ancāns

Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering, Institute of Mechanics

Address: J. Čakstes blvd. 5, Jelgava, LV-3001

Abstract – Level of agricultural productivity has been increased, and also increased land area not utilized for food production. This area can be used for growing energy crops, including grasses. In addition, in Latvia there is non-agricultural land suitable only for growing energy crops like Reed canary grass etc. Reed canary grass growing for energy needs could be an additional source of income for Latvian farmers, who have harvesting technic for hay, for example dairy farming. It could be also a local heat energy source if wood in farm area is not available. Pelletizing or briquetting of dried herbaceous biomass has several advantages such as increasing energy density, improving storability and reducing handling and transport costs, but remains, of the fuel quality negatively affecting things, such as high ash and chlorine content (wheat straw 0.1 – 2.3%). Therefore, to reduce ash content and corrosion of heat transfer surfaces suggestible to make blends with others biomass where those parameters are lower. Briquettes of herbaceous biomass blends with peat are denser, durabler and take less energy for briquetting and pelleting. A new mixing method in this article is described. Experiments of biomass feeding in mixing process with belt feeder were done. The specific throughput of belt feeder was evaluated for Reed canary grass.

Keywords – mixer, feeder, Reed canary grass

I. INTRODUCTION

Biofuels and especially – herbaceous biomass, contain more alkali metals (mainly potassium and sodium) than coal and peat. Alkali metals lower the ash melting point and upon reaction with chlorine, also contained in biomass, have a strong corrosive effect on heat exchangers [1]. Strategies for minimizing deposition problems include co-firing biofuels with “cleaner” fuels. Suitable “clean” fuels include certain types of coal or peat, which contain large amounts of inert species such as silica or alumina in their ash. By blending peat with chips or herbaceous biomass also sulphur content of the fuel is increased, sulphates are formed instead of chlorides, and the risk of corrosion is avoided [2].

Components of mixtures have to be in the required proportion and homogeneous mixed to provide good quality (density, durability, and burning properties) of briquettes or pellets. Usually in mixing process at least two feeders and mixer have been involved. If for bulk material feeding two belt feeders are used, blends from two components can be achieved by merging flows without additional mixing [3]. This type of inflow mixing showed good results. The standard

deviation of the component field ratio was 6% that is an acceptable result for biomass mixtures [3].

To achieve better results it is necessary additional mixing but it requires for additional technic unit. Our task was to create biomass mixer with not additional expensive components. Therefore the mixer showed in Fig. 1 was created. This mixer is recommended for mixing different kinds of bulk materials (Patent Nr. LV14603 B). Mixer consists of two belt feeders with special knobby belts. Feeders are placed above each other in determined height and belts are moving with appropriate speeds to ensure additional mixing of two components in space between conveyor belts (Fig. 2).

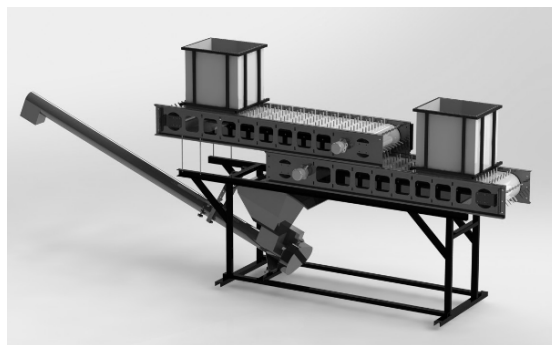


Fig. 1. Bulk material mixer (Patent Nr. LV14603 B)

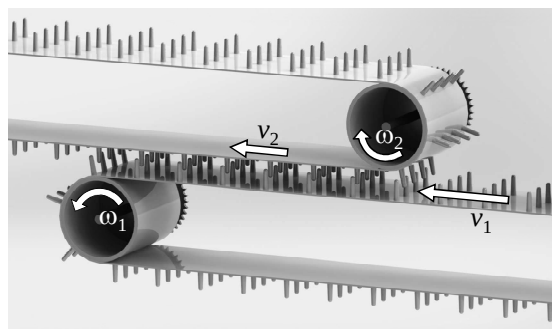


Fig. 2. Working principle of mixer

Mixing process is essentially influenced by quality of the continuous feed. The objective is to feed set quantities of material per unit of time in an uninterrupted product flow. Feeding can be performed volumetrically by feeder equipment which draws material by volume or gravimetrically by controlled feeding using weight or mass as the control value. Gravimetric feeding offers greater accuracy even over periods of hours or days (long term constancy) and is also suited to the feeding of materials with fluctuating bulk density or flow properties, such as cohesive powders and liquid additives with a variable viscosity.

Gravimetric feeding also enables the actual metered volume to be reported back for the purposes of recording, taking printouts and storing, as well as data transference to the process control, information management and alarm systems [4].

By feeding volumetrically it is important that the flow pattern be such that the whole outlet of the feed hopper is fully active. This is of fundamental importance in the case of mass-flow hoppers [5]. In a mixer design presented in this paper (Fig. 1) feed hoppers outlet is fully active. In this case respect of this rule is very important because of poor flowability of the chopped biomass. Mixer should have to have possibility to change proportion of blended components therefore feeder throughput characteristic is important to calculate parameters and to adjust feeders. In this paper the volumetric throughput of a belt feeder by feeding Reed canary grass was stated.

II. MATERIAL AND METHODS

Estimation of the volumetric throughput of a belt feeder was carried out in experimental equipment (Fig.3). It consist of belt feeder, bin for chopped biomass with changeable gate opening and hydraulic motor for driving feeder.



Fig. 3. Experimental equipment

Rotation frequency of feeder was changed by hydraulic motor (Fig. 4). The angular velocity of feeder was measured with inductive sensor and impulse counter MP5W-4N (Fig. 5). Feeder bin was filled with determined weight chopped Reed canary grass biomass. Time was set during bin emptying.



Fig. 4. Hydraulic drive of feeder



Fig. 5. Inductive sensor and impulse counter

Experiments were carried out with chopped Reed canary grass. There were two experiment sets with different particle size distribution of chopped biomass (Fig. 5 – coarse chopped and Fig. 6 – fine chopped). Moisture content of Reed canary grass was ~22%.

In first experiment set coarse chopped biomass was used. Sieve analyze showed that there are more than 15% particles that didn't pass through sieve with holes diameter 10mm. Visual estimation (Table 1) of particles let us state that particles of chopped stalk are thin and long. Particles passed through sieve holes with diameter 3mm could be in average 5-10 mm but in some cases up to 30mm long.

In second experiment set fine chopped particles was used there were just 4% of particles which didn't passed through sieve with 5 mm holes.

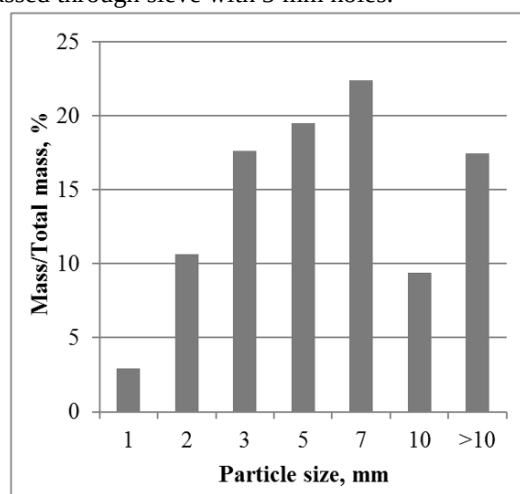


Fig. 6. Particle size distribution of chopped material for first experimental set – coarse chopped

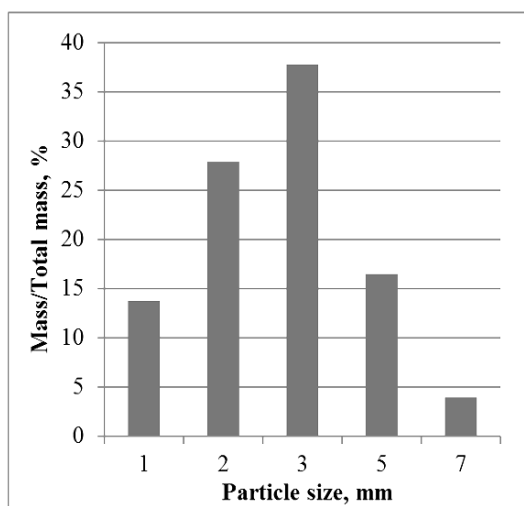
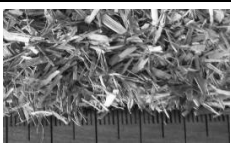
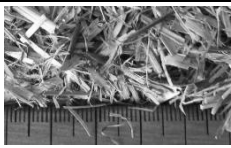
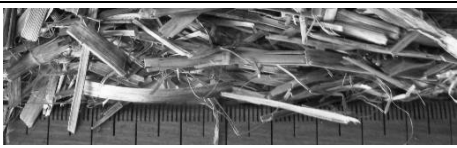
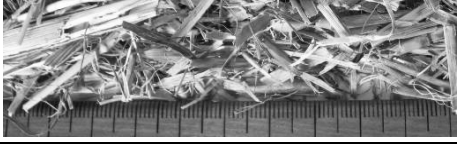


Fig. 7. Particle size distribution of chopped material for second experimental set- fine chopped

TABLE I
SIEVE AND PARTICLES SIZE

Sieve holes diameter 1mm	Sieve holes diameter 2mm
	
Sieve holes diameter 3mm	Sieve holes diameter 5mm
	
Sieve holes diameter 7mm	
	
Sieve holes diameter 10mm	
	
Particles above sieve with holes diameter 10mm	
	

III. RESULTS AND DISCUSSION

Experiments were carried out to establish parameters of belt feeder by feeding Reed canary grass. The throughput of the belt feeder is increasing nearly linearly at feeder belt velocity from 0.18 to 0.89 m s⁻¹. The throughput with rough chopped

particles and bin gates opening 20 mm grows from 0.02 to 0.11 kg s⁻¹ (Fig. 7) but for fine from 0.08 to 0.33 kg s⁻¹ (Fig. 9). The feed intensity is influenced by particles size, particles orientation and other bulk properties. Bulk density of fine chopped particles is higher and also throughput is higher. There are some other factors that influences feeder throughput. Coarse chopped Reed canary grass is a material with poor flowability. In Fig. 12 is showed that material is pulled out of the bin with V design profile of the belt. As a result is discontinuous flow. Even at large opening 75 mm the flowability of material is still poor. The more so as, material itself makes jam (Fig. 13) decreasing opening and feeder throughput. After some periods jams crushes and makes blow-outs (Fig. 14) therefore material flow stability is negative influenced.

Belt feeder throughput increases to 1.8 kg s⁻¹ at belt velocity 0.89 m s⁻¹ and opening 75 mm (Reed canary grass fine chopped) (Fig. 10) .

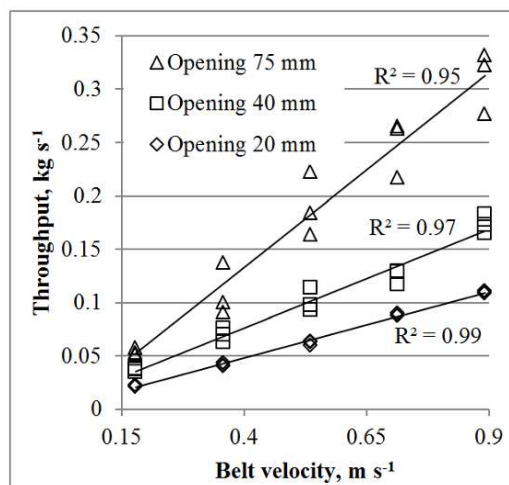


Fig. 8. Throughput of belt feeder for first set of experiment

The specific throughput of belt feeder shows that there is not noticeable influence of belt velocity on it by feeding coarse chopped particles (Fig. 9). The specific throughput at opening 20, 40 and 75 mm respectively is 0.12±0.002, 0.19±0.009, 0.33±0.025 kg m⁻¹ (Confidence Level 95.0%).

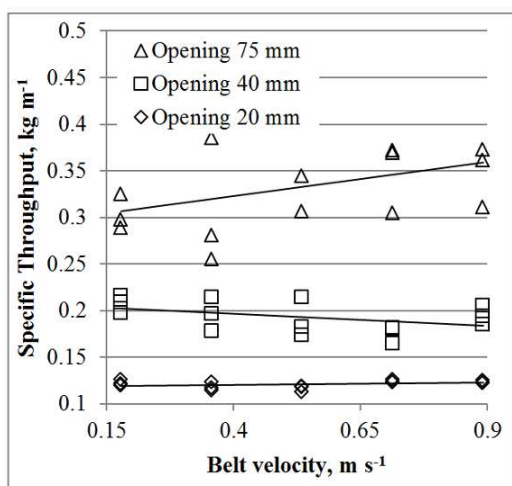


Fig. 9. Specific throughput of belt feeder for first set of experiment

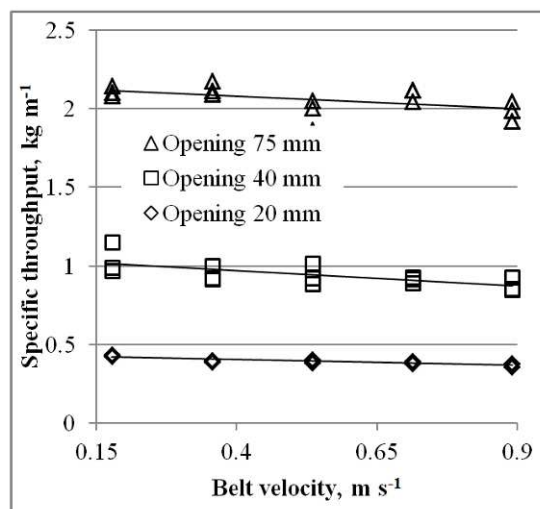


Fig. 11. Specific throughput of belt feeder for second set of experiment

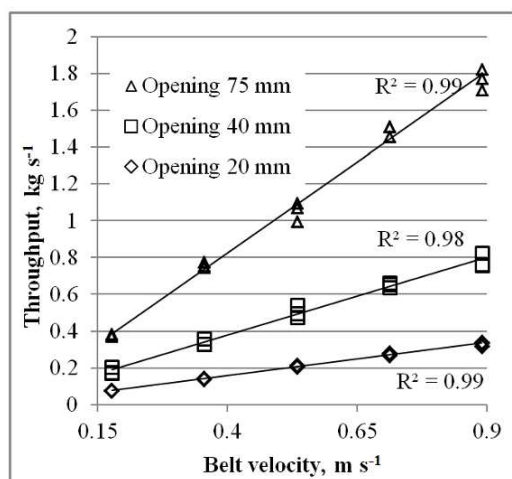


Fig. 10. Throughput of belt feeder for second set of experiment

The specific throughput of finer particles by the same belt speed is higher (Fig. 11) because of the density of material and steady flow (Fig. 3). The specific throughput at opening 20, 40 and 75 mm respectively is 0.39 ± 0.011 , 0.94 ± 0.041 , 2.06 ± 0.047 kg m⁻¹ (Confidence Level 95.0%).

Belt feeder application for fine chopped Reed canary grass is acceptable. Necessary to continue experiments of feeder equipped with special knobby belts showed in Fig. 2.



Fig. 12. Discontinuous flow



Fig. 13. Jam of chopped biomass



Fig. 14. Blow-out

IV. CONCLUSIONS

1. The throughput of the belt feeder is increasing nearly linearly at feeder belt velocity from 0.18 to 0.89 m s⁻¹ and it grows from 0.02 to 0.11 kg s⁻¹ (opening 20 mm, rough chopped biomass).

2. Belt feeder throughput increases to 1.8 kg s⁻¹ at belt velocity 0.89 m s⁻¹ and opening 75 mm (Reed canary grass fine chopped).

3. Belt feeder application for fine chopped Reed canary grass is acceptable. Necessary to continue experiments of feeder equipped with special knobby belts

V. ACKNOWLEDGMENTS,

This publication has been prepared within the framework of the ERAF Project „Development of mechanisation equipment for energy crops conditioning”, contract

Nr. 2010/0306/2DP/2.1.1.1.0/10/APIA/VIAA/128.

VI. REFERENCES

- [1] B. Kavalov, D. Peteves. Bioheat applications in the European Union: An analysis and perspective for 2010. Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities, 2004. 122 p. ISBN 92-894-8730-5.
- [2] E. Alakangas, D. Agar, M. Leppänen. Report of the seminar presentations and study tour [online]. Biomass Logistics and Combustion [viewed 2013-01-15]. Accessible: <http://www.opet-chp.net/download/wp3/summerschoolreport.pdf>
- [3] A. Kaķītis, I. Nulle. Electrostatic Biomass Mixing. In: Engineering for rural development.: Proceedings of 8th International Scientific conference Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LLU, 2009, p. 247 – 252.
- [4] R. Weinekötter, H. Gericke. Mixing of solids. Dordrecht: Kluwer Academic Publisher. 2000. 151 pp.
- [5] A.W. Roberts. Design and application of feeders for the controlled loading of bulk solids onto conveyor belts. [viewed 2013-02-9]. Accessible: <http://www.saimh.co.za/beltcon/Beltkon2paper27.htm>

Evaluation of biomass briquetting mechanism

Edgars Repsa, Eriks Kronbergs, Andris Kronbergs,
Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering, Institute of Mechanics.
Address: J. Čakstes bulv. 5, Jelgava, LV-3001, Latvia.

Abstract – The main task of this investigation is evaluation of patented (LV 14604 B) biomass briquetting mechanism. Theoretical calculation of relationship between necessary drive force and resistance force during pressing in die was determined.

Briquettes from grinded common reed (*Phragmites Australis*) or common reed – peat mixture were produced with designed briquetting press. Experimentally was stated density of common reed briquettes depending on the size of particles. Determined density of briquettes obtained during compacting was $826.3 \pm 16.4 \div 934.5 \pm 35.1 \text{ kg m}^{-3}$. The minimum of density $826.3 \pm 16.4 \text{ kg m}^{-3}$ had briquettes with particles from 6 mm grinding screen and maximal $934.5 \pm 35.1 \text{ kg m}^{-3}$ when particles from 1.5 mm grinding screen had been used. Compositions of reed particles with peat allow obtaining briquettes density of $> 1000 \text{ kg m}^{-3}$ if peat proportion in mixture is 30%.

Results of theoretical and experimental investigation show that the designed pressing mechanism can be recommended for biomass compacting.

Keywords – briquetting mechanisms, common reed briquetting

VII. INTRODUCTION

Firewood, agricultural straws, and energy crops are the most prominent biomass energy sources. In Latvia, approximately 14.6% [1] of unfarmed agricultural land can be used for herbaceous energy crop growing.

Herbaceous energy crops would be the main basis for solid biofuel production in agricultural ecosystem in future.

Herbaceous energy crops – reed canary grass (*Phalaris arundinacea*) and hemp (*Cannabis sativa*) have been grown in recent years. Beside that there is possibility to utilize for bioenergy production natural biomass of common reeds overgrowing shorelines of Latvian more than 2000 lakes.

One of the major limitations of biomass for energy purposes is its low bulk density, typically ranging from 80 to 150 kg m^{-3} for straw material, therefore compacting of biomass is one of the important processes for effective handling, transport and storage of this biomass fuel material. Low bulk density also makes difficulties in feeding the fuel into the boiler and reduces burning efficiencies.

Peat can be used as additive for manufacturing of solid biofuel, because it improves density, durability of stalk material briquettes (pellets) and avoid corrosion of boilers. More than 230 million tons of peat is available for biofuel production in Latvia.

The aim of this paper is theoretical and experimental evaluation of patented (LV 14604 B) briquetting mechanism. Typical compacting equipment's are classified into the following categories based on their working principles: piston

press, screw press, roller press and pelletizer. In this investigation is presented piston press with patented rhomb mechanism drive.

The presented rhomb mechanism can be used where overcome of large resistance with a small driving force is necessary.

VIII. MATERIALS AND METHODS

Relationship between necessary drive force and resistance force during pressing in die was expressed using virtual work theory [2]. Scheme of rhomb mechanism is shown in Fig. 1.

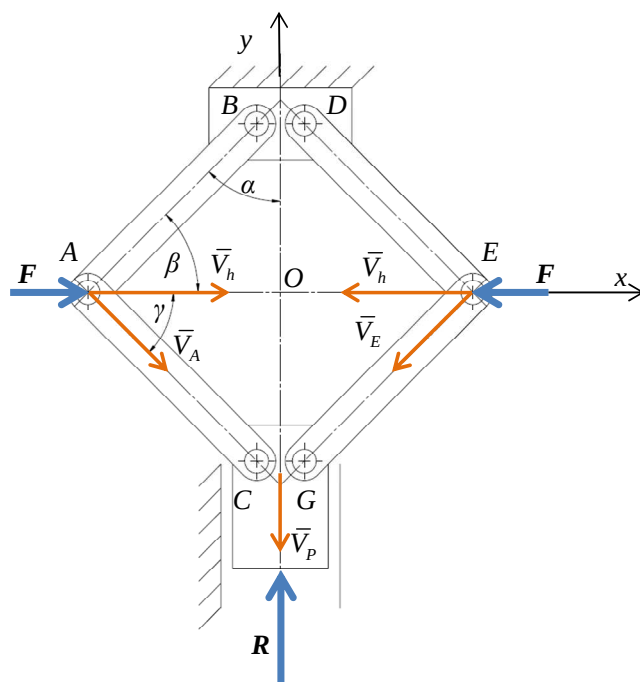


Fig. 1. Scheme of briquetting mechanism

Notes: AB, DE, EG, AC – links of mechanism; α – angle between mechanism link and y-axis; β – angle between mechanism link and x-axis; γ – angle between velocity vectors $\vec{V}_A$ and $\vec{V}_h$; $\vec{V}_A$ – velocity vector of point A; $\vec{V}_E$ – velocity vector of point E; $\vec{V}_h$ – velocity vector of hydraulic cylinder displacement; $\vec{V}_p$ – velocity vector of mechanism piston; F – drive force; R – reaction force in die.

For reaction force R calculation power equation can be used

$$F \vec{V}_h = R \vec{V}_p. \quad (1)$$

Mathematical relationship between velocity vectors is

$$\bar{V}_h = \bar{V}_A \cos \gamma + \bar{V}_E \sin \gamma;$$

(2)

$$\bar{V}_p = 2\bar{V}_A \sin \gamma = 2\bar{V}_E \sin \gamma.$$

(3)

From equation (3) expressed $\bar{V}_A$ and $\bar{V}_E$

$$\bar{V}_A = \frac{\bar{V}_p}{2 \sin \gamma}; \bar{V}_E = \frac{\bar{V}_p}{2 \sin \gamma}.$$

(4)

Replacing $\bar{V}_A$ and $\bar{V}_E$ in equation (2)

$$\bar{V}_h = \frac{\cos \gamma \bar{V}_p}{2 \sin \gamma} + \frac{\cos \gamma \bar{V}_p}{2 \sin \gamma} = \frac{\bar{V}_p}{\tan \gamma}.$$

(5)

From equation (1) unknown reaction force in briquetting die

$$R = \frac{F \bar{V}_h}{\bar{V}_p} = \frac{F \bar{V}_p}{\bar{V}_p \tan \gamma} = \frac{F}{\tan \gamma}.$$

(6)

Experimental briquetting press is shown in Fig. 2.

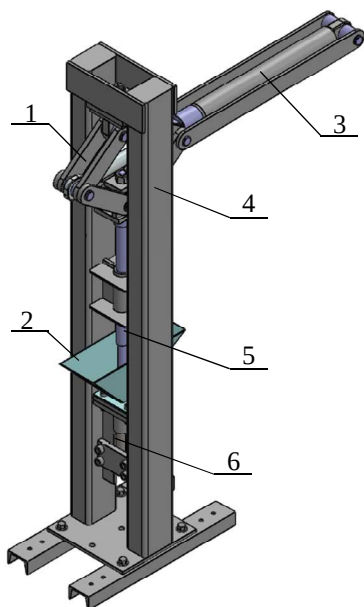


Fig. 2. Briquetting press

Notes: 1 – pressing mechanism; 2 – container; 3 – hydraulic cylinder; 4 – frame; 5 – pressing piston; 6 – die

Pressing mechanism (1) links size are 200 mm. Pressing die diameter 25 mm. Piston stroke 175 mm. With experimental briquetting press briquettes were made continuously in conical die. For pressing mechanism drive hydraulic cylinder with piston diameter 60 mm was used.

During briquetting experiments hydraulic pressure was measured with calibrated pressure sensor. For data collection was used *Pico Data Logger* and computer.

For briquetting experiments grinded common reeds was used. Grinding of common reed was realized with hammer mill using four different screen opening sizes 1.5, 6, 12 and 20 mm.

With aim to increase the density and mechanical durability of briquettes, common reed and peat mixtures was used. Peat proportion in mixture was 15, 30 and 50%.

The briquettes with different density had been obtained as result. Briquette density was determined from the ratio of the mass to the volume of the briquette. The weight of briquette was measured on electronic scales Sartorius GM312 with division 0.01 g and size of briquettes was measured with sliding calipers (division 0.1 mm).

European countries have standards (ÖNORM 7135, SS 18 71 20 and DIN 5173 [3, 4] concerned with properties of wood pellets and briquettes. Demand of mentioned biofuel density is $> 1000 \text{ kg m}^{-3}$ in standards. For lower quality biomass solid fuel permissible density is $> 900 \text{ kg m}^{-3}$.

Results of briquetting experiments were evaluated on bases of mentioned standards.

IX. RESULTS AND DISCUSSION

During briquetting experiments hydraulic pressure was measured with calibrated pressure sensor. Example of briquetting pressure dependence on time is shown in Fig. 3.

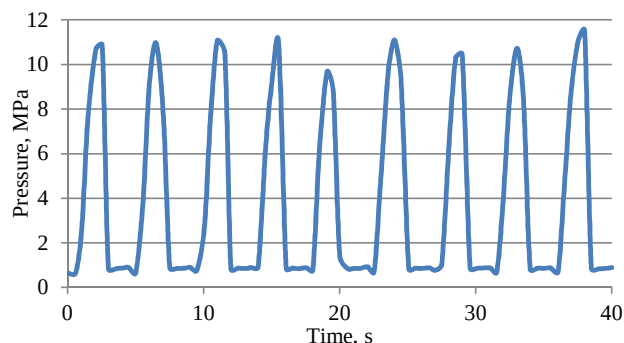


Fig. 3. Briquetting pressure diagram

From briquetting pressure diagrams were recorded maximal pressure values for all types of pressing material. Average values of maximal pressure are shown in Table 1.

TABLE 1
MAXIMAL PRESSURE AVERAGE VALUES

	Type of pressing material						
	S, 1.5	S, 6	S, 12	S, 20	S6 P15	S6 P30	S6 P50
Average maximal pressure, MPa	10.82	9.86	9.74	9.06	10.29	10.10	9.14
Force from hydraulic	16992	15474	15297	14225	16160	15849	14356

cylinder, N							
----------------	--	--	--	--	--	--	--

Notes: S, 1.5, S, 6, S, 12, S, 20 – common reed particles from grinding screen opening sizes 1.5, 6, 12 and 20 mm accordingly. P15, P30 and P50 – peat additive proportion 15%, 30% and 50% accordingly.

Average maximal pressure values in rhomb mechanism drive cylinder from 9.14 MPa to 10.82 MPa show dependence on particle size and characteristics of briquetting material.

For pressing mechanism theoretical evaluation measured maximal pressure was converted to force of hydraulic cylinder. Calculated pressing forces R , corresponding to maximal drive force $F = 15$ kN, using equation (6) are shown in Fig. 4.

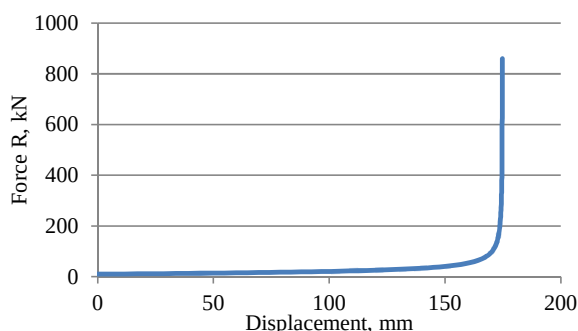


Fig. 4. Pressing mechanism force – displacement characteristic

The presented pressing mechanism piston force – displacement characteristics are nonlinear curves with two quasilinear parts. Calculated results show that designed pressing mechanism is able develop much bigger pressing force R (800 kN) comparing with drive force F (15 kN).

Using designed briquetting press with rhomb mechanism briquettes from four common reed particle groups was produced. For particle group's characterization four different screen opening sizes 1.5, 6, 12 and 20 mm was used. Experimentally obtained density results are shown in Fig. 5 depending on particles grinding screen opening sizes. Density is the most important parameter in briquetting. The higher the density, the higher is the energy volume ratio.

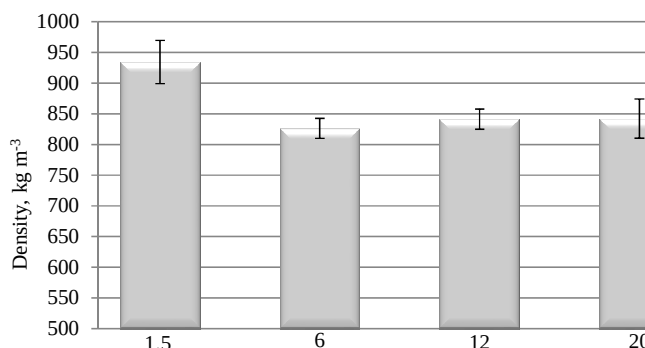


Fig. 5. Common reed briquettes average density

Average density of experimental briquettes was 934.5 ± 35.1 kg m⁻³ (screen opening size 1.5 mm), 826.3 ± 16.4 kg m⁻³ (screen opening size 6 mm), 841.5 ± 16.5 kg m⁻³ (screen

opening size 12 mm), 842.2 ± 31.9 kg m⁻³ (screen opening size 20 mm). The briquettes of common reed particles from grinding screen opening size 1.5 mm let obtain density > 900 kg m⁻³, recommended EU standards for wood briquettes.

Common reed particles with one size group (screen opening size 6 mm) were used for composition with different proportion of peat (15, 30 and 50%). Briquettes density and mechanical durability can be improved with peat additive in densification. Fig. 6 shows peat proportion influence on common reeds briquette density.

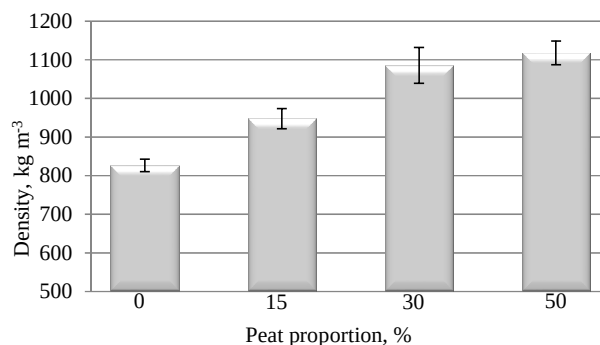


Fig. 6. Common reed – peat mixture briquettes average density

Fig. 6 shows that the briquettes average density increase from 826.3 ± 16.4 to 1118.2 ± 30.9 kg m⁻³ if peat proportion in mixture increases up to 50%. The density of common reed particles and peat mixture briquettes larger than 900 kg m⁻³ has been obtained then peat proportion is $> 15\%$ in composition.

In Fig. 7 and Fig. 8 are shown a photo of produced common reed briquettes.



Fig. 7. Common reed briquettes



Fig. 8. Common reed and peat mixture briquettes
Notes: Common reed particles from grinding screen opening size 6 mm.

These experimental briquettes with diameter 25 mm can be classified also as pellets and used appropriately for heating.

The designed rhomb pressing mechanism can be recommended for biomass briquetting with drive from tractor hydraulic system with pressure < 20 MPa in rural conditions.

X. CONCLUSION

Average maximal pressure values in rhomb mechanism drive cylinder from 9.14 MPa to 10.82 MPa show dependence on particle size and characteristics of briquetting material.

The presented pressing mechanism piston force – displacement characteristics are nonlinear curves with two quasilinear parts. Calculated results show that designed pressing mechanism is able develop much bigger pressing force R (800 kN) comparing with drive force F (15 kN).

Average density of experimental briquettes was $934.5 \pm 35.1 \text{ kg m}^{-3}$ (screen opening size 1.5 mm), $826.3 \pm 16.4 \text{ kg m}^{-3}$ (screen opening size 6 mm), $841.5 \pm 16.5 \text{ kg m}^{-3}$ (screen opening size 12 mm), $842.2 \pm 31.9 \text{ kg m}^{-3}$ (screen opening size 20 mm).

The briquettes of common reed particles from grinding screen opening size 1.5 mm let obtain density $> 900 \text{ kg m}^{-3}$, recommended EU standards for wood briquettes.

The briquettes average density increase from 826.3 ± 16.4 to $1118.2 \pm 30.9 \text{ kg m}^{-3}$ if peat proportion in mixture increases up to 50%. The density of common reed particles and peat mixture briquettes larger than 900 kg m^{-3} has been obtained then peat proportion is $> 15\%$ in composition.

The designed rhomb pressing mechanism can be recommended for biomass briquetting with drive from tractor hydraulic system with pressure $< 20 \text{ MPa}$ in rural conditions.

XI. ACKNOWLEDGMENTS

This publication has been prepared within the framework of the ERAF Project „Development of mechanization equipment for energy crops conditioning”, contract Nr. 2010/0306/2DP/2.1.1.1.0/10/APIA/VIAA/128.

XII. REFERENCES

- [6] Land politics statement for years 2008. – 2014. The Order of the Cabinet of Ministers of the Republic of Latvia Nr. 613 (in Latvian), <http://www.mk.gov.lv>, (Accessed on 20.02.2013).
- [7] R. M. Dreizler, C. S. Ludde. *Theoretical Mechanics: Theoretical Physics 1*. New York: Springer, 2011, 412 p. ISBN978-3-642-11137-2.
- [8] E. Alakangas. European standards for fuel specification and classes of solid biofuels. In Grammelis P. (ed.): *Solid biofuel for energy: lower greenhouse gas alternative*. Springer, New York, 2011, pp. 21–41. ISSN1865-3529.
- [9] M. Matúš, P. Križan. Influence of structural parameters in compacting process on quality of biomass pressings. *Journal of applied mathematics*. Volume 3, Number 3, 2010, p. 87 – 96