

AZƏRBAYCAN RESPUBLİKASI ELM VƏ TƏHSİL NAZİRLİYİ
AZƏRBAYCAN TEXNİKİ UNİVERSİTETİ
YÜKSƏK TƏHSİL İNSTİTUTU

Quliyeva Nərmin Nurəli qızı, Vələdov Mahmudnəbi Elçin oğlu,
Babayeva Lamiə Rauf qızı, Mürsəlov Elman Elxan oğlunun

ÜZÜMÇÜLÜKDƏ İSTİFADƏ EDİLƏN XİRDALAYICI-CECƏAYIRAN
MAŞININ NAR GİLƏLƏNMƏSİ ÜÇÜN TƏKMİLLƏŞDİRİLMƏSİ VƏ
TƏDQIQI mövzusunda

MAGİSTRİK DİSSERTASİYASI

İxtisas: “060625” Texnoloji maşın və avadanlıqlar mühəndisliyi

İxtisaslaşma: Yeyinti sənayesi, iaşə və ticarətinin texnoloji maşın və avadanlıqları

Elmi rəhbər: t.ü.f.d., Dosent Əzizov Əzizağa Ağahüseyn oğlu

BAKI-2024

AZƏRBAYCAN TEXNİKİ UNIVERSİTETİ
YÜKSƏK TƏHSİL İNSTİTUTU

MAGİSTRANTIN ANDI

“Üzümçülükdə istifadə edilən xırdalayıcı cecəayıran maşının nar gilələnməsi üçün təkmilləşdirilməsi və tədqiqi” mövzusunda təqdim etdiyimiz magistrlik dissertasiyasını elmi əxlaq normalarına və istinad qaydalarına tam riayət etməklə və istifadə etdiyimiz bütün mənbələri ədəbiyyat siyahısında əks etdirməklə yazdığımız and içirik və magistrlik dissertasiyasının AzTU Kitabxana İnformasiya Mərkəzində saxlanması, həmin mərkəz tərəfindən AzTU Rəqəmsal Repozitoriyasına daxil edilərək repozitoriyanın veb saytında yerləşdirilməsinə icazə veririk.

Quliyeva Nərmin Nurəli _____

Vələdov Mahmudnəbi Elçin _____

Babayeva Lamiə Rauf _____

Mürsəlov Elman Elxan _____

Tarix

Mündəricat

GİRİŞ.....	5
I FƏSİL. XIRDALAYICI CECƏAYIRAN MAŞININ TƏKMİLLƏŞDİRİLMƏ İSTİQAMƏTLƏRİ VƏ SƏMƏRƏLİ VARIANTIN SEÇİLMƏSİ (Quliyeva N.N) ...	8
1.1. İstehsalatda istifadə edilən xırdalayıcı cecəayıran maşınların icmal.....	8
1.2. Mərkəzdənqaçma prinsipli xırdalayıcı cecəayıran maşınlar	8
1.3. Vallı xırdalayıcı cecəayıran maşınlar.....	15
1.4. Xırdalayıcı cecəayıran maşınların təkmilləşdirilmə istiqamətləri.....	21
1.5. Nar gilələyən maşının texnoloji kinematik sxemlərinin sistemli analizi.....	22
1.6. Optimal seçilmiş texnoloji sxemin məhsuldarlıq və güc hesabı	23
1.7. Xırdalayıcı - cecəayıran nar emalı maşının həndəsi ölçülərinin seçilməsi və əsaslandırılması.....	26
II FƏSİL. NARGİLƏLƏYƏN MAŞININ QƏBUL BUNKERİNİN DOZALAŞDIRMA VƏ MEYVƏLƏRİN DOĞRANMASI ÜÇÜN İSTİFADƏSİ (Vələdov M.E)	28
2.1. Qəbul bunkerinin əsas konstruksiyaları.....	28
2.2. Qəbul bunkerinin dozalaşdırma funksiyası	30
2.3. Qəbul bunkerinin meyvələrin doğranması funksiyası barədə	30
2.4. Maşının çırpıcı kürəklərinin və perforasiya barabanının optimal sürətinin seçilməsi.	31
2.5. Qəbul bunkerinin optimal sürətinin seçilməsi.....	32
2.6. Maşının tullantısının və nar giləsinin miqdarının hesablanması.....	32
III FƏSİL.ÇIRPICI KÜRƏKLƏRİN VƏ RƏFLƏRİN KONSTRUKSIYA ELEMENTİ KİMİ HESABI (Babayeva L.R).....	33
3.1. Çırpıcı kürəklərinin en kəsiyinin seçilməsi	33

3.2. Kürəklərin işçi sürətinin seçilməsi.....	34
3.3. Kürəklərin hərəkət istiqamətinin təyini.....	35
3.4. Nar rəflərinin layihə hesabı	36
3.5. Rəflərin düzülüş qaydasının təyini.....	37
3.6. Meyvəyə düzgün zərbə anının sinxronlaşdırılması	39
3.7. Nar gilələyən maşının mexaniki hərəkət sisteminin kinematik hesabı.....	41
3.8. Konusvari dişli çarx ötürməsinin hesablanması	43
3.9. Zəncir ötürməsinin hesabı	48
IV FƏSİL. NAR GİLƏLƏYƏN MAŞININ GİLƏ AYIRAN VƏ QABIQ KƏNARLAŞDIRAN MEXANİZMİNİN LAYİHƏ HESABATI(Mürsəlov E.E.)....	52
4.1. Gilələnmənin zərbə nəzəriyyəsinə görə dinamikası	52
4.2. Giləayıran mexanizmin konstruktiv və layihə hesabı.....	56
4.3. Qabıqayıran mexanizmin kinematik parametrlərinin təyini, konstruktiv ölçülərinin seçilməsi və ayrılan qabıqın kənarlaşdırılması yolu.....	61
4.4. Pereforsiya barabanının təsirindən diyircəklərdə dayaq reaksiyasının hesablanması və əyici moment epürlərinin qurulması	64
4.5. Əyici moment epürlərinin qurulması	66
N Ə T İ C Ə L Ə R:	70
İSTİFADƏ OLUNMUŞ ƏDƏBİYYAT:	71

GİRİŞ

Mövzunun aktuallığı. Yeni maşın konstruksiyalarının işlənilib hazırlanması, yaxud istismarda olan maşınların təkmilləşdirilmə zamanı texnoloji proseslərin fasiləsizliyini yüksək məhsuldarlıq, etibarlılıq, uzun ömürlük, təmir və xidmət üçün mütənasiblik və s. prinsiplər gözlənilməlidir.

Dissertasiyanın mövzusu yeni ixtira olunmuş texnoloji maşının istifadəsi üçün onun yuxarıda qeyd etdiyimiz prinsiplərini gözləmək şərti ilə tədqiq olunması və onun zavod şəraitində kütləvi istehsalə yönəldilməsi məsələsidir. Bu maşın hələ texniki ədəbiyyatların məlumatına görə tam tədqiq olunmuşdur və təkmilləşdirilməyə və onun işçi orqanlarının, sürətlərinin optimal seçilməsinə zəmanət verilməsi məlum olmuşdur. Bu texniki qurğunun istismarında heç də ona verilən tələbləri ödəmədiyi və emal edilən məhsulun çox hissəsinin yaramaz bir vəziyyətə salması bu fikrin əsasıdır. Məsələ burasındadır ki, bu qurğunun istər nəzəri, istərsə də təcrübi tədqiqatı tələb olunur ki, onun texnoloji parametrləri icra edəcəyi texnoloji prosesləri təmin edə bilsin. Son 50 ildə bu sahədə heç bir yenilik istər nəzəri, istərsə də təcrübi konstruksiyaya dəyişiklik gətirməmişdir. Dissertasiya da qarşıya qoyulan məqsəd üzüm üçün istifadə olunan vallı xırdalayıcı cecəyiran maşının yeni təyinat üzrə nar emalı üçün istifadəsi və təkmilləşdirilməsidir. Bu işin bütövlükdə təkmilləşdirilmə bölməsi elmi rəhbərin müəllifliyi ilə potent kimi təsdiqini tapmışdır. Lakin nəzəri tədqiqat magistratura səviyyəsində tələbələrə tapşırılmışdır. Magistrantlar bu işin texniki ədəbiyyatdan icmalı, sistemli analiz əsasında maşının texnoloji və kinematik sxemlərinin optimallaşdırılması, optimal seçilmiş texnoloji sxemin məhsuldarlıq, güc hesabatı və yaradılan hündəsi ölçülərinin seçilməsi və əsaslandırılması işlərinin görülməsi planlaşdırılmışdır. Görülən işlər ümumilikdə təcrübi əhəmiyyət daşıyır, nar emalı zavodları və sexləri üçün əlverişli və yüksək məhsuldarlıqlı qurğudur və işin tamamlanması zavodlarda onun kütləvi istehsalına başlanılması ilə tamamlanacaqdır.

Tədqiqatın məqsədi və vəzifələri. Hazırda zavodlarda nar emalı üçün heç bir texniki qurğu yoxdur. Zavodlarda narın emalı və onun gilələrinin ayrılması prosesi oxşar təyinatlı vallı cecəyiran maşınlar vasitəsilə icra olunur. Lakin bu maşınların konstruksiyası nar emalı üçün yaramır. Burada işçi proses kifayət qədər mürəkkəbdir

və optimal rejimin müəyyən olunması çətinlik yaradır. Dissertasiyanın məqsədi həmin maşının təkmilləşdirilməsi və nar gilələrinin qabıqdan ayırması əməliyyatının icrasını yönəltmək, optimal rejimin təyin olunması və kriterial sürətləri onlara uyğun həndəsi parametrlərinin təyin olunması məsələsi qoyulmuşdur.

Tədqiqatın predmeti və obyektı. Tədqiqatın predmeti tədqiqat nəticələrini tətbiq etməklə vallı xırdalayıcı maşının yeni təyinatla narın çırpılaraq gilədən tam ayrılması və yeni maşının optimal sürəti mexaniki ötürməsi və müasir maşınlarla verilən texniki tələbləri ödəməsidir.

Tədqiqatın metodları. Tədqiqat obyektı olan nar gilələrini qabığından ayıran maşın müqayisəli sistemli analiz nəticəsində baza maşını ilə müqayisədə işçi sürətləri dəyişdirilmiş və onların iş rejimi müəyyən olunmuşdur. Tədqiqat nəticəsi olaraq kriterial sürətlərinin artırılma və azaldılma hədləri verilmiş və bu maşının məhsuldarlığı üzüm üçün nəzərdə tutulan məhsuldarlığa təqribən 10 dəfə yüksəltməklə çatdırılmışdır. Dissertasiyada maşının nəzəri məhsuldarlığı və enerji sərfiyyatı tipik maşında olduğu kimidir.

Elmi yeniliyin elementləri. Dissertasiyanın elmi yeniliyi elementlərinə texnoloji əməliyyatların mərhələlərə bölünməsi, hər mərhələdə məhsuldarlıq göstəricisinin gözlənilməsi, enerji sərfinin hesablanması ilə mexaniki ötürmənin əsaslandırılması, optimal sürətlərin tapılmasını, nəzəri biliklərlə həyata keçirildiyi göstərilmişdir.

Praktiki həll. Dissertasiyanın praktiki həlli yeni konstruksiyalı və yüksək məhsuldarlıqla narın giləsini qabığından ayıran maşın layihəsi təqdim edilmiş, onun kinematik və texnoloji sxemi yenidən işlənmişdir.

Nəşrlər. Dissertasiyanın materialları aşağıdakı nəşrlərdə öz əksini tapmışdır. 1. Ümumilli liderimiz Heydər Əliyevin anadan olmasının 101-ci il dönümünə həsr olunmuş gənc tədqiqatçılar və magistrantların elmi texniki konfransında müzakirə olunmuş və materiallarında "Xırdalayıcı cecəayıran maşının kriterial parametrlərinin təyini və təkmilləşdirilməsi" mövzusu üzrə tezis nəşr olunmuşdur.

2. Əzizov Ə.A., Vələdov M.E., Quliyeva N.N. "Determining and improving the criterial parametr of the shaft separating machine" Mechanical Engineering jurnalında nəşr olunmuşdur. №1, 2024 s.17-22.

I FƏSİL. XIRDALAYICI CECƏAYIRAN MAŞININ TƏKMİLLƏŞDİRİLMƏ İSTİQAMƏTLƏRİ VƏ SƏMƏRƏLİ VARIANTIN SEÇİLMƏSİ (Quliyeva N.N)

1.1. İstehsalatda istifadə edilən xırdalayıcı cecəayiran maşınların icmalı

Nar meyvəsinin preslənərək şirəsinin çıxarılması hazırki şəraitdə məqsədəuyğun sayılmır. Bunun səbəbi emal zamanı şirənin acılıq qazanmasıdır. Belə məhsul isə arzu olunmazdır. Odur ki, bu maşın narın giləsini qabığından ayırır. Zavodlarda bu əməliyyatı üzüm emalı üçün nəzərdə tutulmuş vallı cecəayiran maşınlardan istifadə edilir. Lakin bu maşınların konstruksiyası nar emalı üçün yaramır. Burada işçi proses kifayət qədər mürəkkəbdir, optimal rejimin müəyyən olunması çətinlik törədir. Təqdim olunan materialda maşının işinin optimal rejiminin təyin olunması üçün onun kriterial sürətləri və onlara uyğun həndəsi parametrlərinin təyin olunması məsələsi qoyulmuşdur.

İstehsalatlarda narın giləsini qabığından ayırmaq üçün bu əməliyyatı üzüm emalı üçün nəzərdə tutulmuş vallı xırdalayıcı cecəayiran maşınlardan istifadə olunur. Bu maşınlar üzüm üçün 10, 20 t/saat məhsuldarlığa malikdirlər və keyfiyyətli lətli şirə alınması üçün yararlıdırlar. Lakin bu texnikanın nar emalı üçün istifadəsi, meyvənin həddindən artıq əzilməsinə, şirəsinin və qabığının acı suyunun ayrılmasına, yaramaz məhsul hasil edilməsinə səbəb olur. Bu sahədə yeni emal üsulunun seçilməsi, yeni hərəkət prinsipinin tətbiqinə ehtiyac vardır. Vallı xırdalayıcı cecəayiran maşınların nar emalı üçün təkmilləşdirilməsi, yeni hərəkət prinsipinin tətbiqi, bu texnikanın üzüm emalı üçün malik olduğu məhsuldarlığın əldə olunması bir sıra konstruktiv çətinliklərlə əlaqədardır. Odur ki, bu sahədə yenilənmə və ya səmərələşdirmə uzun müddət aparılmamışdır.

1.2. Mərkəzdənqaçma prinsipli xırdalayıcı cecəayiran maşınlar

Müasir xırdalayıcı cecəayiran maşınları iki əsas növə bölmək olar: vallı və mərkəzdənqaçma təsirli xırdalayıcılar. Onların hər ikisində eyni zamanda həm üzümlərin əzilməsi həm də cecənin ayrılması nəzərdə tutulub. Yerli xırdalayıcı cecəayiran maşınların növləri və əsas parametrləri 1971-ci ildə tətbiq edilən ГОСТ

15132—69 ilə müəyyən edilir. Cədvəl 1.1-də Xırdalayıcı cecəayıran maşınlar üçün texnoloji tələblər verilmişdir.

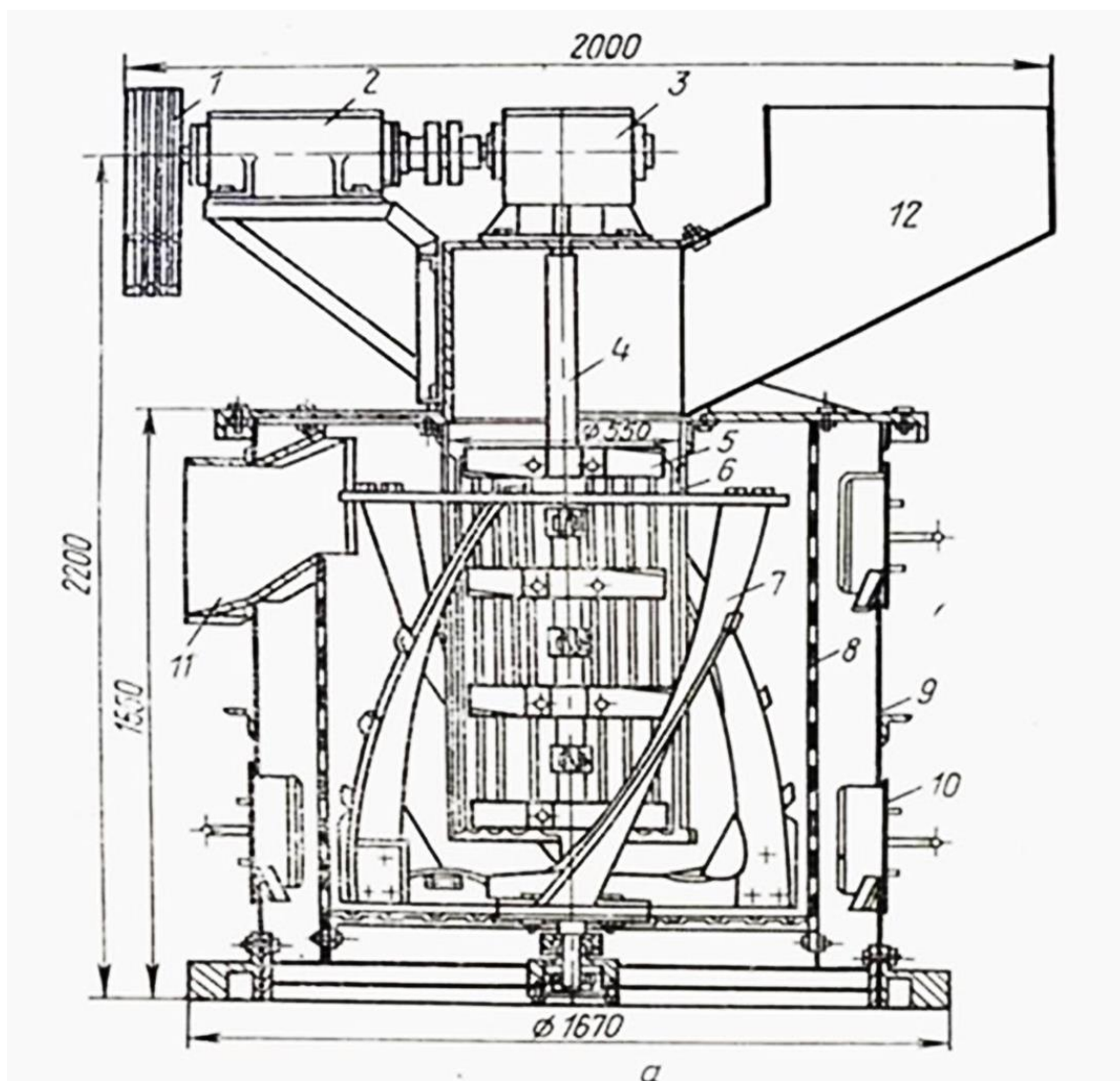
Cədvəl 1.1

Xırdalayıcı cecə ayıran maşınlara verilən texnoloji tələblər.(Mənbə: Зайчик Ц. Р.,
Оборудование предприятий винодельческой промышленности, 1974.)

Göstəricilər	Xırdalayıcılar üçün standartlar	
	Vallı	Mərkəzdənqaçma təsirli
Süzülmüş şirədə asılı hissəciklərin tərkibi, q/l , çox olmayaraq	75	120
Süzülmüş şirənin aşqarlarla zənginləşdirilməsi, çox olmayaraq	0,15	0,25
Süzülən şirənin dəmirlə zənginləşdirilməsi, çox olmayaraq	5	5
Əzilməmiş giləmeyvələrin, ilkin üzümdəki giləmeyvə kütləsinin faizi, çox olmayaraq	5	2
Daraq kütləsində qırıntılarının miqdarı, ilkin üzümün çəkisinin faizi, çox olmayaraq	0,10	0,05
Məhsulun daraq ilə itkisi, ilkin üzümün çəkisinin faizi çox olmayaraq	1,0	1,5
Daraq kütləsində əzilməmiş gilələrin üzümə nisbətən miqdarı	0.1	0.05

Üzüm üçün xırdalayıcıların bu bölgüsü şərtidir. Bu məqsədlə olan xırdalayıcılar kürəkli, rotorlu, çəkicli, eləcə də onların müxtəlif kombinasiyalı şəklində ola bilər. Bundan əlavə texnoloji təyinatından asılı olaraq bu maşınlar aqreqat kimi xırdalayıcılar, xırdalayıcı – tərəzilər, xırdalayıcı elevatorlar, xırdalayıcı sızdırıcılar, xırdalayıcı cecəayıranlar, cecəayıran nasoslar və.s konstruksiyalar ola bilər.

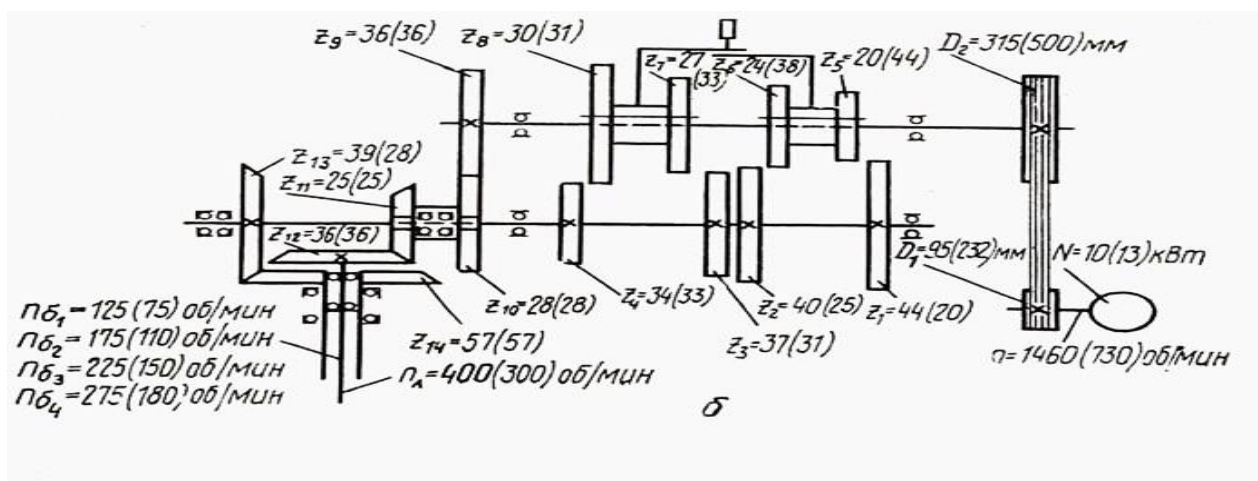
Aşağıda göstərilən sxem (şəkil 1.1) (Mənbə: Зайчик Ц. Р., Оборудование предприятий винодельческой промышленности, 1974) ВДГ-30А və ВДГ-50 yerli maşınların konstruksiyasının əsasını təşkil edir.



Şəkil 1.1 Zərbə təsirli mərkəzdən qaçma xırdalayıcı-cecəayıran maşın ВДГ-50

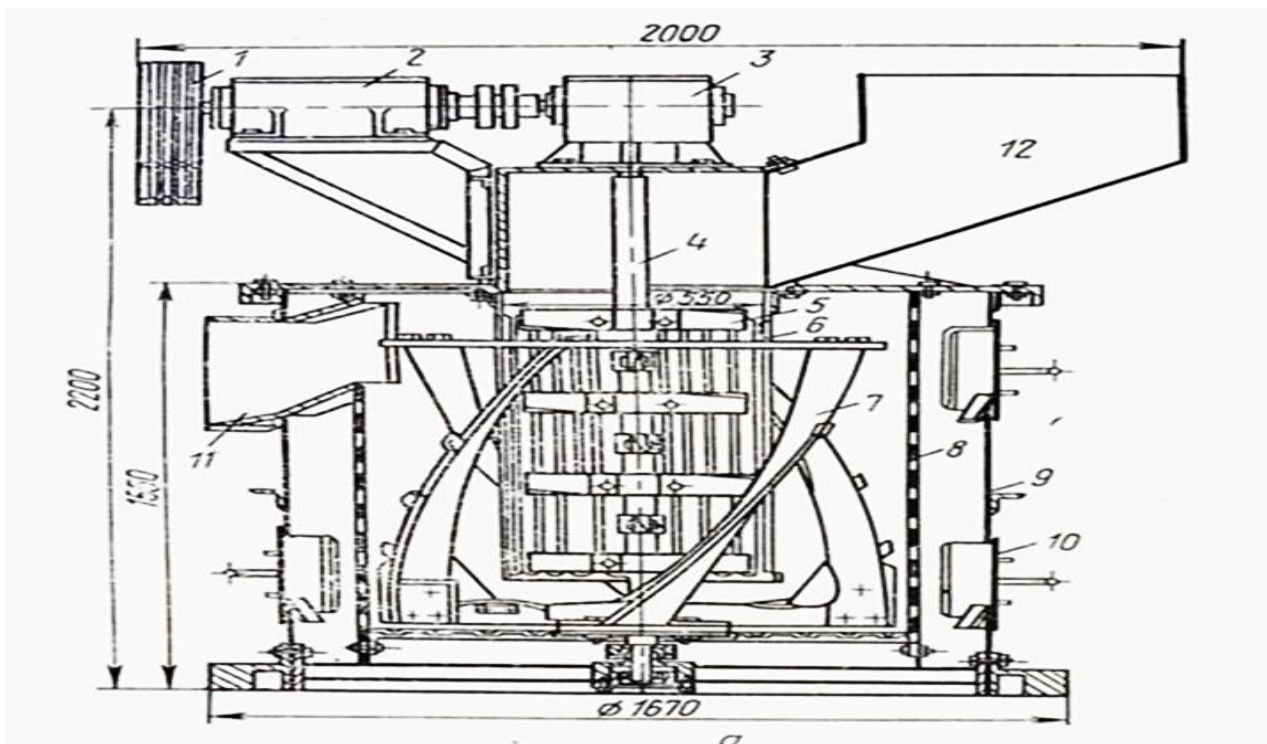
Burada ВДГ-50 maşının ümumi görünüşü göstərilir. O, silindrik korpusdan ibarətdir, onun yan səthində cecəni xaric etmək üçün pəncərə var. Korpusun yuxarı daxili hissəsində kiçik bir bütöv silindr 2 konsentrik olaraq yerləşir, onun üstündə

qəbuledici bunnker quraşdırılıb 3,korpusun daxili hissədə konsentrik perforasiya olunmuş qab 4 yerləşib. Silindrik gövdənin oxu boyunca val 5 şaquli olaraq quraşdırılmışdır,onun aşağı hissəsində üfüqi çarpazdan bəstifadə edərək vint şəkilli cecə xaric edən kürəklərlə bərkidilib 7.Valın üzərinə boru 8 sərbəst şəkildə otuzdurulub,xarici səthinə xırdalayıcı bıçaqlar 9 quraşdırılıb. Üzüm xırdalayıcının bunkerinə 3 ötürülür ,oradan kiçik bütöv silindrə 2 daxil olur,və orada fırlanan xırdalayıcı bıçaqların 9 köməyi ilə xırdalanması və cecə ayrılması baş verir.Korpusun aşağı hissədə 1 üzüm mərkəzdən qaçma qüvvəsi ilə vintvari cecə ayıran kürəklərə atılır vintvari 7.Əzilmiş giləmeyvələr perforasiya olunmuş qabın dəliklərindən keçir və pulpa toplayıcıya daxil olur ,cecələr isə kürəklər 7 götürülür və perforasiya olunmuş silindrin 4 daxili səth boyunca qalxır və korpusun yan səthində yerləşən pəncərədən xaric edilir.



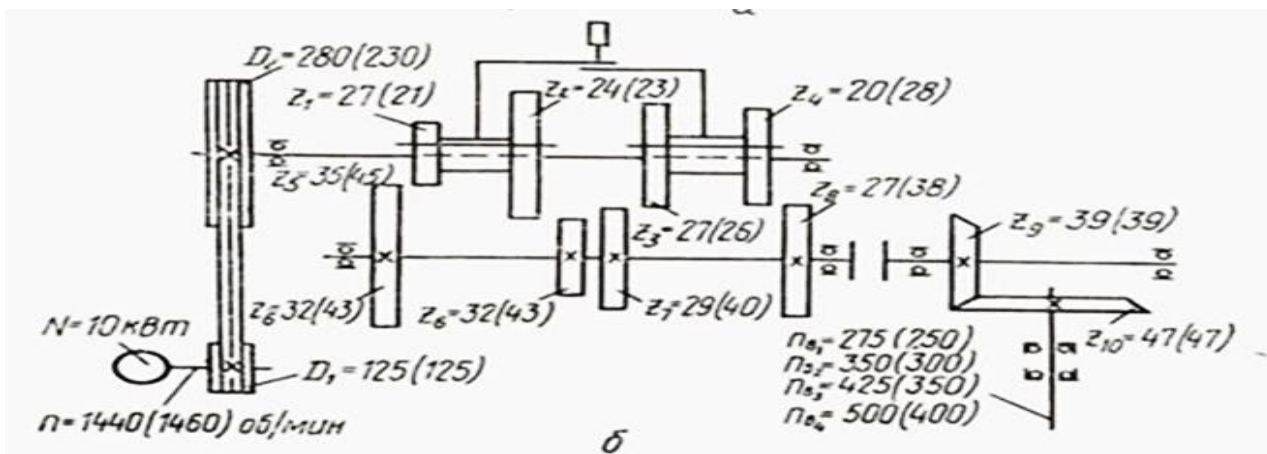
Şəkil 1.2 Kinematik sxem (Мənbə: Зайчик Ц. Р., Оборудование предприятий винодельческой промышленности, 1974)

Zərbə təsirli mərkəzdən qaçma xırdalayıcı-cecə ayıran maşınların iş prosesində fərqli xüsusiyyətləri odur ki, xırdalayıcı və cecə ayıran prosesi birləşib maşının rotor vasitəsilə baş verir. Onlar üçün rotorun böyük bucaq tezliyində fırlanması xarakterikdir (400-500 d/dəq qədər). Zərbə təsirli mərkəzdən qaçma xırdalayıcı-cecə ayıran işçi orqanların düzülüşünə görə şaquli və üfüqi ola bilərlər. Amma nəzərə almaq lazımdı ki, sonuncu halda əzintidə müəyyən qədər əzilməmiş giləmeyvə qalır, buna görə də onları əlavə xırdalayıcı qurğu ilə təchiz etmək lazımdır.



Şəkil 1.3 Zərbə təsirli mərkəzdənqaçma xırdalayıcı-secəəyiran maşın ЦДГ-20

Şəkil 1.3-də (Mənbə: Зайчик Ц. Р., Оборудование предприятий винодельческой промышленности, 1974) ЦДГ-20 xırdalayıcı-secəəyiran ümumi görünüşü göstərilib və bu maşının kinematik sxemi verilmişdir. Maşın ЦДГ-10 ilə eyni üstünlüklərə malikdir.



Şəkil 1.4 Zərbə təsirli mərkəzdənqaçma xırdalayıcı maşının kinematik sxemi

(Mənbə: Зайчик Ц. Р., Оборудование предприятий винодельческой промышленности, 1974)

Texnoloji nöqteyi-nəzərdən zərbəli mərkəzdənqaçma xırdalayıcılarda yüksək sürətli işçi orqanların istifadəsi şərabın keyfiyyətinə mənfi təsir göstərir. O maşının gövdəsini təmsil edən əsas silindrdən 9 ibarətdir. Gövdənin üzərində yerləşən yükləmə

bunkeri 12, sürət qutusu 2 , tənzipləyici 3 və elektrik mühərriki 7 qapaqla bağlanır, kəmərləyici 1 vasitəsi ilə dəzgahın valı idarə olunur. Korpusun içini təmizləmək və yumaq üçün qapaqda 4 lyuk 10, həmçinin 3 lyuk var. Əsas silindirin içərisində gövdəyə diametri 20 mm olan perforasiya edilmiş böyük bir silindir 8 bərkidilir. Kiçik silindir 6 gövdənin qapaqına bərkidilir. Silindərlər arasındakı boşluqda 6 və 8 çərçivələrdə maili bıçaqlar 7 quraşdırılıb, ötürücü vala 4 birləşdirilib. Qamçı bıçaqları 5 də vala bərkidilir. Aparat əzinti qəbul edicinin üstündə quraşdırılır. Üzüm və əzinti ilə təmasda olan bütün hissələr karroziyaya davamlı poladdan hazırlanır və nitro-emaye boya ilə rənglənilir. Əsas val sabit sürətə çatdıqda, bunkerdən 10 üzümlər bıçaq 5 üzərindəki kiçik silindərə verilir. Ötürülən üzüm miqdarını tənzipləmək üçün arakəsmə var. Bıçaqların köməyi ilə mərkəzdənqaçma qüvvəsinin təsiri altında üzümlər silindr 6 divarlarına doğru atılır, nəticədə giləmeyvə əzilir və cecədən ayrılır. Cecələr və xırdalanmış giləmeyvələr perforasiya olunmuş böyük silindrin alt hissəsinə düşür. Giləmeyvə dəliklərdən əzinti toplayıcıya düşürlər və ayrılmamış giləmeyvə olan cecələr kiçik və böyük silindərlər arasındakı boşluqda aparılır, burada maili bıçaqlar 7 tərəfindən götürülür və onlar boyunca sürüşərək boşaltma çuxuruna qədər yüksəlir 11. Qalan giləmeyvələr qaldırıldıqda mərkəzdənqaçma qüvvəsinin təsiri altında silindr 8 (perforasiya edilmiş) divarlarına atılır və deşiklərdən keçərək əzinti toplayıcıya düşür. Emal edilən üzüm çeşidindən, giləmeyvələrin bərkidilmə gücündən və hazırlanan şərab növündən asılı olaraq, ötürücü vala 275-dən 500 dövr/dəq həddində fırlanma sürəti verilir. Sürətlər arasındakı keçid maşın dayanarkən həyata keçirilir.

Lakin bu maşın nar cecəsini ayırmaq və narın gilələnməsi üçün yaramır.

Cədvəl 1.2

Mərkəzdənqaçma təsirli xırdalayıcı cecəayıran maşınların texniki göstəriciləri.

(Mənbə: Зайчик Ц. Р., Оборудование предприятий винодельческой промышленности, 1974)

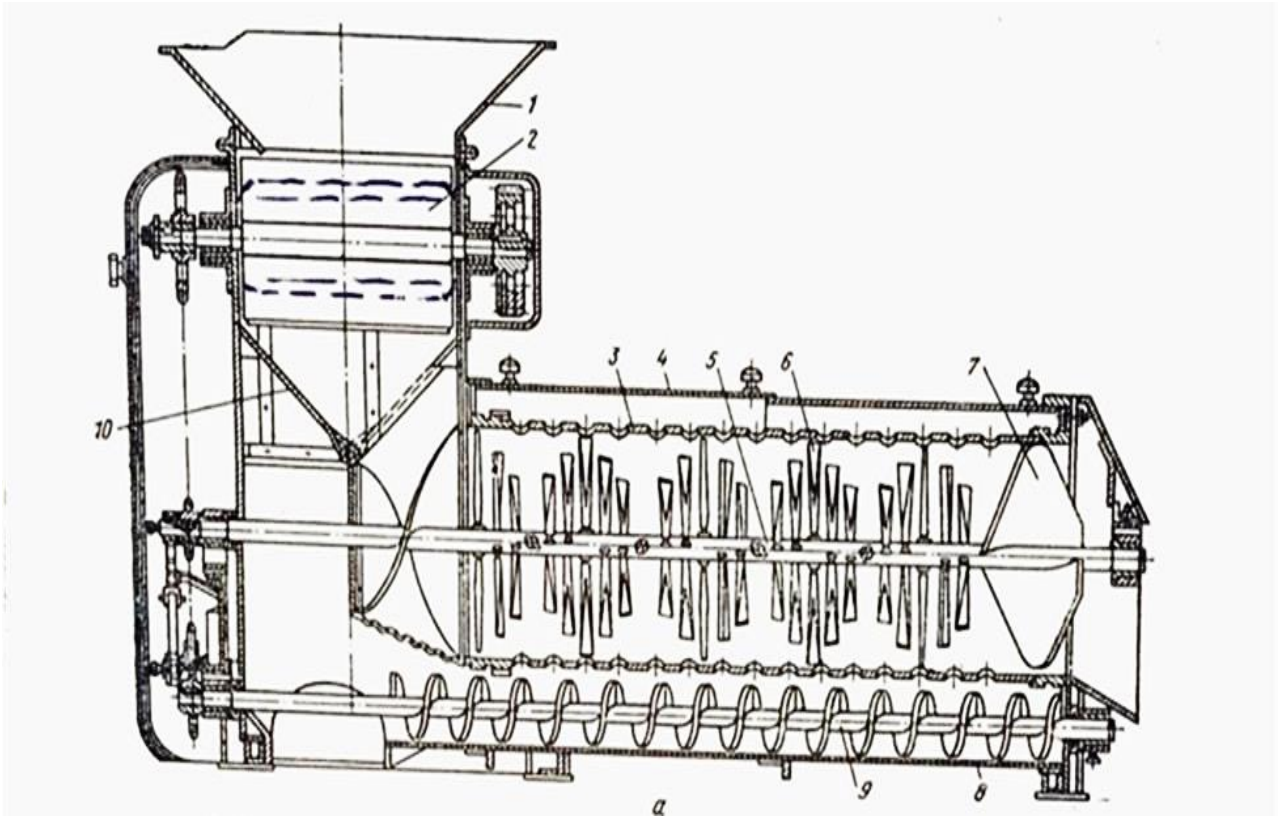
Göstəricilər	Marka			
	ЦДГ-20	ЦДГ-30	ЦДГ-30А	ЦДГ-50
Məhsuldarlıq t/s	20	30	30	50
Valın fırlanma sürəti d/dəq	275,350,425 500	250,300,350,400	125,175,225,275	75,110,150,180
Daraq ayırıcı kürəklərin fırlanma tezliyi d/dəq	275,350,425 500	250,300,350,400	400	300
Ötürücünün gücü kvт	7	10	10	13
Ölçülər mm				
Uzunluq	1890	1960	1960	2910
Eni	1300	1966	1800	3120
Hündürlüyü	1600	1800	2100	3200
Çəki kq	600	1080	1080	3408

1.3. Vallı xırdalayıcı cecəayırma maşınlar

Xırdalayıcı cecəayırma maşının əsas işçi orqanları; vallar və cecə ayırıcılardır. Təəssüf ki, bu vallı xırdalayıcıların iş prinsipi mexanikası və enerjisi demək olar ki, praktiki cəhətdən öyrənilməmişdir. Buradan nəticə alınır ki, valların müxtəlif növləri və həndəsi formaları üzümçülükdə və şərabçılıqda istifadə olunur. Son zamanlarda profilli vallar daha çox istifadə olunur hansı ki, həndəsi və hərəkətin kinematik şərtləri üzüm salxımlarının emalı üçün xarici qüvvələrin məqsədəuyğun tətbiqinə zəmanət verir. Üzüm salxımları valların çıxıntıları və çökəklikləri arasına düşərkən barabanın fırlanma sürəti nisbətən azalır və üzüm salxımları sürtünməyə məruz qalır. Hamar xırdalayıcı səthlərin bir-birinə paralel yaxınlaşması nəticəsində üzüm salxımları əzilir və giləşmədən ayrılır.

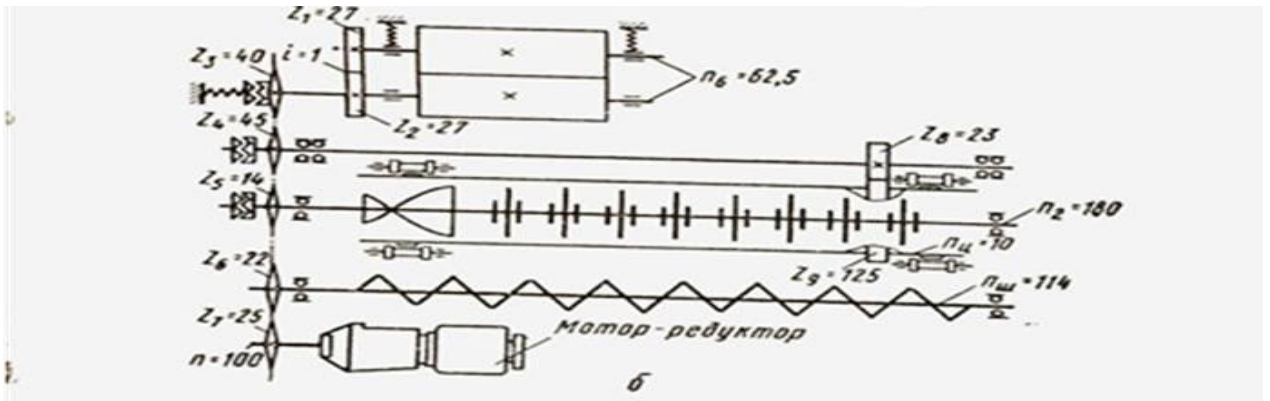
Bir qayda olaraq bütün xırdalayıcılar vallar arasındakı boşluğu tənzimləməyə imkan verir. Bu qəzanın qarşısını almaq üçün fəvqəladə vəziyyət zamanı friksion və ya yumruqlu mufta kinematik zəncirini qıran kilidləmə cihazı ilə təchiz edilmişdir.

Vallı daraq ayırma maşında ikinci mühüm işçi orqan qabıq ayırandır. Perforasiya edilmiş baraban və onun mərkəzində üfüqi val üzərində vint xətti boyu yerləşmiş zərbə vuran çırpıcı kürəklərdən ibarətdir. Hal hazırda BДГ- 10 və BДГ-20 maşınları tamamilə D-3 və D-4 bu tip maşınları əvəz edə bilərlər. Bir vaxtlar yerli şərabçılıq istehsal müəssisələri bu maşınlardan istifadə etmişdirlər.



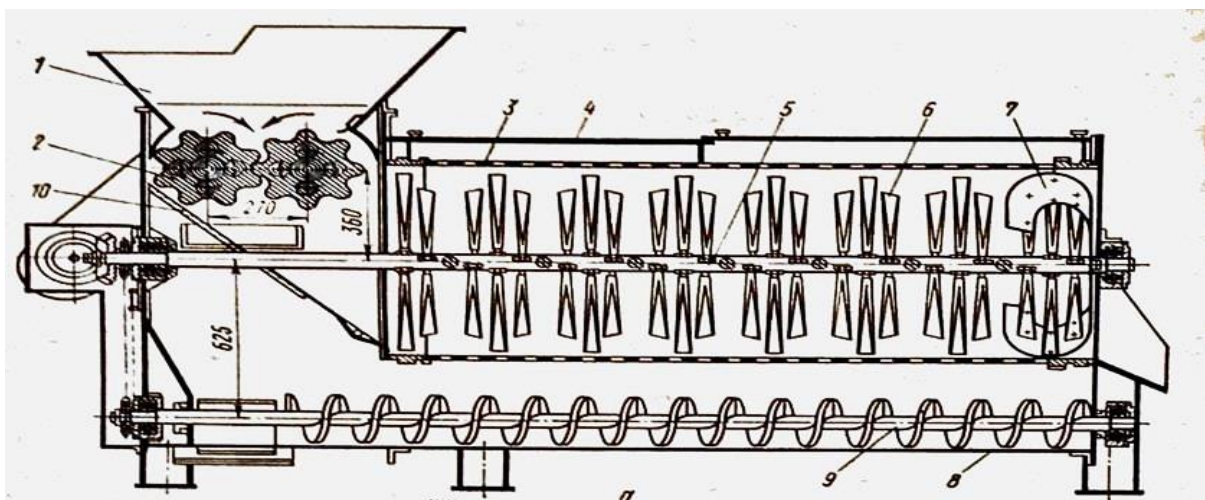
Şəkil 1.5 ВДГ-10 ümumi görünüşü

Şəkil 1.5-də (Mənbə: Зайчик Ц. Р., 1974) ВДГ-10 səcəayıran maşının ümumi görünüşü göstərilmişdir. Onun üzərində maşının bəzi müsbət xüsusiyyətləri görünür. Valların həddindən artıq yüklənmə 9 (fövqəladə hallarda) zamanı valların bir-birindən ayırmaq (qoruyucu) səcəayıran slindrə fırlanma hərəkəti verir. Dəzgahın şərab və səcə ilə təmasda olan bütün hissələri korroziyaya davamlı paslanmayan poladdan, bürüncdən və digər materiallardan hazırlanır, şərab mühitinə davamlıdır, bu da əzintinin ağır metallarla zənginləşməsini azaldır.



Şəkil 1.6 ВДГ-10 kinematik sxemi (Mənbə: Зайчик Ц. Р., Оборудование предприятий винодельческой промышленности, 1974)

Maşın aşağıdakı əsas hissələrdən ibarətdir: Bunker 1; 8 bıçaqlı xırdalayıcı val 2; silindrdə daxil olmaqla daraq ayırıcı 3; qapaqla bağlanan 4; bıçaqlı val 5; kəsici kürəkli val 6; kənarlaşdırıcı şnek 7; üzümün darağını ayıran şnek 9. Bütün bu mexanizmlər ötürücü ilə birlikdə gövdəyə bərkidilir.



Şəkil 1.7 Xırdalayıcı səcəayıran maşın ВДГ-20 (Mənbə: Зайчик Ц. Р., Оборудование предприятий винодельческой промышленности, 1974)

Bu maşın digər maşınlarla müqayisədə ВДГ-10 maşını kimi səssiz işləyir, təmizlənməsi və texniki xidmət olunması asandır, təhlükəsizlik və sanitariya qaydalarına cavab verir, müasir görünüşə malikdir və texniki- iqtisadi göstəricilərinə görə isə müasir maşınlarla eyni səviyyədədir. ВДГ-20 tipli xırdalayıcılar mütəxəssislər tərəfindən emal zamanı istifadə edilir. Çıxış bunkerini, 2 daraq ayırıcı silindr 4, üfqi val 3, vurucu kürəklər 6, çıxış nov 7.

Həndəsi və kinematik şərtləri emal edilmiş üzüm salxımlarına xarici qüvvələrin təsirini emal edilən üzümlərə aid etmək olar. Rulonların çıxıntıları və çökəklikləri arasına düşərkən dəstələr əhəmiyyətli dərəcədə aşağı nisbi sürət əldə edir və daha az üyüdülməyə məruz qalır. İşçi proses xırdalama zamanı daha münasib varianta yaxınlaşır bir birinə yaxın olması zamanı baş verir. Xırdalayıcı 1 və 3-cü rulonlar

arasındakı boşluğu tənzimləməyə imkan verən mexanizm nəzərdə tutulub, həmçinin fəvqəladə vəziyyət zamanı rulon sürücüsünün kinematik zəncirini qıran sürtünmə və ya pəncəli mufta şəklində kilidləmə cihazı ilə təchiz edilmişdir. Daraq ayırıcı mexanizm üfüqi perforasiya edilmiş slindrdür 4. Onun içərisində ox boyunca tək və ya iki yivli düz vida səthinə quraşdırılmış vurucular 6 olan rotor val 5 quraşdırılmışdır. Bu işçi orqanın əsas üstünlükləri yüksək texnoloji səmərəlilik, dizayn sadəliyi, yığcamlığı, etibarlılığı və.s. Bundan əlavə onun konstruktiv xüsusiyyətləri üzümün dənələrini ayırarkən üzümlərdə nisbətən aşağı hərəkət sürətindən istifadəyə imkan verir ki bu da müsbət təsir göstərir. Pulpa ilə təmasda olan bütün maşın hissələri korroziyaya davamlı poladdan və ya şərab mühitinə dözümlü, yüksək keyfiyyətə malik olan digər materiallardan hazırlanır. Konstruksiyalarda tək yivli spiral səth boyunca yerləşdikdə rotorun dönmə (fırlanma) uzunluğuna düşən vurucular konstruksiyalarda sayı 8, 12, 16 və ya 20 qəbul edilir, məsafə 25 ilə 31 mm arasında dəyişir və dönüş meydançası 200 ilə 570 mm arasında dəyişir. Ən vacib kinematik parametr rotor 1 də geniş diapozonda 120 ilə 200⁻¹ dəqiqə arasında dəyişir. Bəzi hallarda bundan da böyük sürətə malikdir.

Üzüm giləmeyvələrinin xırdalayıcı maşının təsir altında nisbi sürətin qiyməti ilə xarakterizə olunan möhkəmliyinə görə giləmeyvə məhvəinə səbəb olar. Onun qiyməti üzümün yetişmə dərəcəsiindən asılı olaraq 4...9 m/s arasında dəyişir. Bu sürətlə bütün giləmeyvələr şirəsi tamamilə çıxaraq məhvə məruz qalır. Müəyyən edilmişdir ki cecə ayrılmanın ən yaxşı üsulu məhsulun təsir birləşməsiindən və işçi orqanların ayırıcı səthi boyunca sürtülməsiindən ibarətdir. Məhsuldarlığın daha da artması rotorun sürətinin ilə sökücü qurğunun girişində məhsulun tutulması ilə nəticələnir. ВДГ-20 xüsusiyyətləri aşağıdakı cədvəldə göstərilmişdir.

Cədvəl 1.3**БДГ-20 xüsusiyyətləri (Mənbə:Müəllif tərəfindən)**

Xüsusiyyətlər	Göstəricilər
Məhsuldarlıq, t/saat	20
Valcıqların diametri, mm	317
Valcıqların fırlanma sürəti	62.5
Kənarlaşdırıcının diametri	200
Şnekin addımı	190
Şnekin dövrlər sayı	147
Maşının qurma gücü	4.0
Ümumi ölçülər	2840*1870*1995
Çəki, kq	1425

Müəyyən edilmişdir ki, bu tip maşınlarda kürək zərbəsindən sonra salxım o qədər böyük sürət əldə edir ki, o digər kürəkləri keçərək əzmə kamerasını tərk edə bilir. Praktiki olaraq xırdalayıcı kamerada hər salxıma 1-2 kürəkdən artıq zərbə vurulmur və giləmeyvələrin əzilməsi və cecə ayrılması üçün əsas iş spiral şəkilli kürəklərin köməyi ilə silindrdə doğru aparılır, perforasiya edilmiş silindir səthinə intensiv sürtülməsi ilə müşahidə olunur. Üzümün bərabər şəkildə əzilməsinin artırmaq yollarından biri müstəqil ötürücü valların və cecədaşıyan kürəklərdən istifadə olunmağıdır.

Artıq qeyd edildiyi kimi, vallı və zərbə təsirli mərkəzdən qaçma xırdalayıcı cecəayranları müxtəlif texnoloji göstəricilərə malikdir və bu müqayisəli qiymətləndirmədə xüsusilə vacibdir. Vallı və zərbə təsirli mərkəzdən qaçma xırdalayıcı cecəayranlar müqayisəli sınaqları göstərdi ki, sonuncular daha yüksək məhsuldarlığı təmin edir, çünki onlarda üzümün xırdalanma dərəcəsi daha yüksəkdir lakin üzümlərə daha güclü mexniki təsir, şirəyə keçən kiçik dəri hissəcikləri və cecəsi

əmələ gəlməsi ilə müşahidə olunur və ağır çöküntü yaradır. Bu şərəbin xammalının keyfiyyətini azaldır və təsirli mərkəzdən qaçma maşınların çatışmazlığı kimi qiymətləndirilir. Bu maşınların çatışmazlıqlarına, həmçinin yüksək keyfiyyətli şərab materiallarını istehsal edərkən ,xammalında arzuolunmaz aşqarlarla miqdarının artması və şərəbin daha çox oksidləşməyə məruz qalması. Buna görə də mərkəzdənqaçma təsirli xırdalayıcı cecəayıranlardan qırmızı üzüm sortlarının emalı üçün istifadə olunmalıdır çünki onlarda kifayət qədər rəng verən və taninlərlə miqdarı azdır və adi şərəblərin hazırlanması üçün istifadə olunmalıdır. Yüksək keyfiyyətli şərab materialı əldə etmək üçün vallı maşınlardan istifadə olunmalıdır. Ümumi konstruksiya göstəriciləri baxımından (metal sərfi ,enerji tutumu,tutduğu yerə görə) mərkəzdənqaçma təsirli daha mükəmməldir.

Cədvəl 1.4

Vallı xırdalayıcı-cecəayıran maşınların texniki göstəriciləri (Mənbə:Müəllif tərəfindən)

Göstəricilər	Marka	
	ВДГ-10	ВДГ-20
Məhsuldarlıq (üzüm) t/sat	10	20
Valların diametrləri	317	760
Uzunluq, mm	500	700
Fırlanma tezliyi, d/dəq	62,5	62,5
Cecəayıranlar		
Slindin diametri, mm	500	750
Slindrin uzunluğu, mm	1185	1685
Slindrin fırlanma tezliyi, d/dəq	10	10,5
Valın fırlanma tezliyi, d/dəq	180	200
Fırlanan baraban və cecəayıran valın kürəklərinin ucları arasındakı radial boşluq mm	15	15
Şnek		
Diametr, mm	200	200

Addım, mm	150	190
Fırlanma tezliyi d/dəq	114	147
Ötürücü (mühərrik-tənzimləyici)		
Güc , kv	3,0	4,0
Fırlanma tezliyi ,d/dəq	100	251,8
Ölçülər mm		
Uzunluq	2244	2840
Eni	1277	1270
Hündürlük	1960	1808
Çəki kq	865	1995

1.4. Xırdalayıcı cecəayıran maşınların təkmilləşdirilmə istiqamətləri

Hazırda sənayedə nar meyvəsinin ilkin emalı üçün xüsusi təyinatlı maşın və ya aqreqat yoxdur. Nar becərilən ölkələrdə narın emal proseslərinə onun giləsinin qabığından ayrılması, gilənin tezliklə preslənərək şirəsinin çıxarılması və şirənin stril şəraitdə qablaşdırılmasından ibarətdir. Bütöv nar meyvələrinin preslənərək şirəsinin çıxarılması məqsədəuyğun sayılmır. Bunun səbəbi şirənin qabıqla bilavasitə görüşməsi və acılıq qazanmasıdır. Odur ki, nar meyvəsinin giləsinin qabığından ayrılması və gilədən istər şirə, istərsə də nar məhsulları istehsalı həyata keçirilir. İstehsalatlarda narın giləsinin qabığından ayırmaq üçün bu əməliyyatı üzüm emalı üçün nəzərdə tutulmuş vallı xırdalayıcı cecəayıran maşınlardan istifadə olunur. Bu maşınlar üzüm üçün 10, 20 t/saat məhsuldarlıqla malikdirlər və keyfiyyətli lətli şirə alınması üçün yararlıdırlar. Lakin bu texnikanın nar emalı üçün istifadəsi, meyvənin həddindən artıq əzilməsinə, şirəsinin və qabığının acı suyunun ayrılmasına, yaramaz məhsul hasil edilməsinə səbəb olur. Bu sahədə yeni emal üsulunun seçilməsi, yeni hərəkət prinsipinin tətbiqinə ehtiyac vardır.

Vallı xırdalayıcı cecəayıran maşınların nar emalı üçün təkmilləşdirilməsi, yeni hərəkət prinsipinin tətbiqi, bu texnikanın üzüm emalı üçün malik olduğu məhsuldarlığın əldə olunması bir sıra konstruktiv çətinliklərlə əlaqədardır. Odur ki, bu

sahədə yenilənmə və ya səmərələşdirmə uzun müddət aparılmamışdır. Bu əməliyyat üçün yeni hərəkət prinsipi və emal üsulu seçmək, eləcə də maşınla keyfiyyətli məhsul əldə edilməsi üçün istənilən tövsiyə və təkliflər qiymətləndirilə bilər. [1] mənbəyinin fikrincə bu texnikanın işi, hətta üzüm üçün, nəzəri və təcrübi əsaslandırılmalıdır. Burada işçi proses kifayət qədər mürəkkəbdir və optimal rejimin müəyyən olunması, maksimal məhsuldarlığın və minimal enerji sərfinin təmin olunması öz həllini tapmalıdır.

1.5 Nar gilələyən maşının texnoloji kinematik sxemlərinin sistemli analizi

Vallı cecəyiran maşının təkmilləşdirilməsini sistemli analizini iki mərhələdə aparmağı nəzərdə tutmaq:

- maşının tələb olunan xüsusiyyətlərini təmin edən parametrlərinin təyin edilməsi,
- konstruksiyanın qəbul olunmuş kriteriyalara və digər göstəricilərə görə onun yaxşılaşdırılması.

Bu maşınlarda üzümün cecəsinin və lətli şirəsinin ayrılması mexaniki üsullar yerinə yetirilir. Əvvəlcə üzüm salxımları xüsusi profilli vallar arasından keçərək əzilir və çırpıcı kürəkləri olan üfiqi val fəzasına tökülür. Burada həmin kürəklərlə çırpılır, həm sürtülməyə həm də əzilməyə məruz qalırlar. Nəticədə gilələr daraqdan ayrılır və lət əziyi halında perforasiya barabanın gözlüklərindən keçərək, toplayacıya tökülür, oradan şneklə kənarlaşdırılır. Maşının əsas hissələri qəbul bunkerini, xüsusi profilli vallar, perforasiya barabanı və onun mərkəzində üzərində müəyyən bucaq altında bərkidilmiş çırpıcı kürəklər olan üfiqi valdan, toplayıcıdan və daraq üçün nəzərdə tutulmuş pəncərədən ibarətdir. Bu maşın nar emalı üçün bir sıra dəyişikliyə uğradılmışdır. Məsələn, xüsusi profilli val cütü tamamilə ləğv edilmişdir. Bunun səbəbi həmin valların üzüm əzməsi vəzifəsi nar meyvəsi üçün yaranmamasıdır. Maşına verilən nar birbaşa çırpıcı kürəklər zonasına düşür və çırpılmaya, sürtülməyə, parçalanmaya məruz qalır. Qeyd etdiyimiz kimi kürəklərin metal olması onların kifayət qədər böyük ətalətə malik olmasına və meyvəni kəsməklə parçalamağ və əzmək imkanları yaradır. Nəticədə meyvə oradan əzilmiş, acı suyu çıxmış gilələr zədələnmiş, şirəsinə buraxmış vəziyyətdə çıxır. Qabıq qırıntıları asanlıqla barabanın gözlüklərindən

keçərək gilələrə qarışır. Digər tərəfdən, barabana tökülən meyvələr onun bir seqmentini doldurur və hərəkət vaxtı diyirlənirlər. Hal-hazırda zavodlarda BDF-20 markalı maşınları nar gilələnməsi üçün istifadə edirlər. Lakin keyfiyyət çox aşağı olduğu üçün onun istifadəsi səmərəsizdir. Bu da meyvələrin çırpıcı kürək tərəfindən tutulmasına və zərbə almasına mane olur. Nəticədə meyvə gilə və qabıq əzintisinə çevrilərək kənar olunur. Qabıq tikələrində çoxlu sayda gilə qalır. Beləliklə maşının hərəkət prinsipi nar üçün ümumiyyətlə yaramır. Patent materiallarında bu sahədə axtarılar, Çin Xalq Respublikası və Rusiyada yeniliklər izlənmişdir. Bu mənada təklif olunan modellər vallı cecəayıran maşının tipik analoqlarıdır. Nəhayət müəllifin təkmilləşdirməsi əhəmiyyətli olmuşdur.

1.6. Optimal seçilmiş texnoloji sxemin məhsuldarlıq və güc hesabı

Giləmeyvə qabığındakı ən kiçik çatlar üzümün əsas hissəsini qabaqlayaraq valların arasından keçən şirənin buraxılmasına səbəb olur. Buna görə də vallı xırdalayıcıların faktiki məhsuldarlığı I-3 düsturla hesablanmış məhsuldarlıqdan xeyli dərəcədə fərqlənir. Bunun əlavə, düsturda valların profili nəzərə alınmır. Məsələn qanadlı vallarda yuvanın işləmə eni digər hamar vallar eyni həndəsi parametrlərlə (xarici diametr, mərkəzə qədər məsafə) nisbətən bir qədər böyükdür. Daraq ayırmanın ötürmə qabiliyyəti və optimal həndəsi parametrləri müəyyən etmək üçün B.D.Emelyanov tərəfindən bu düsturlar təklif olunub.

$$Q = AD^{2.5} + BD^{1.5} + CD^{0.5} \quad (1.1)$$

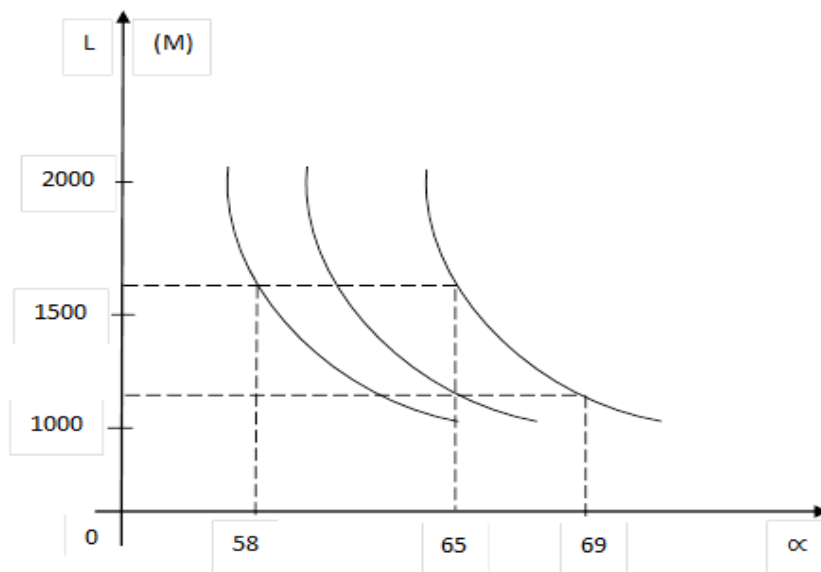
$$L = D^{4.5}(ED^{3.5} + FD^{2.5} + GDQ + HQ)^{-1} \quad (1.2)$$

Q -daraqayırmanın məhsuldarlığı kq/san

D və L-daraq ayıran silidrin diametr və uzunluğu

BDF-20 markalı cecəayıran maşının bəzi parametrlərini məlum qəbul edərək, digər kriterial parametrlərini təyin edək: Perforasiya barabanının diametrinin $D=750$ mm olduğunu bilərək, onun işçi uzunluğu ilə çırpıcı kürəklərin maillik (dönmə) bucağı arasında həndəsi əlaqəni aşağıdakı düsturdan müəyyən edə bilirik:

$$L = \frac{nD}{2} \sin(90^\circ - \alpha) \quad (1.3)$$



Şəkil 1.9 Çırpıcı kürəklərin bərkidilmə bucaqlarının barabanın uzunluğundan asılılıq qrafiki (Mənbə: Müəllif tərəfindən)

Burada, n - çırpıcı kürəklərin meyvəyə hərəkət zamanı endirdiyi zərbələrin sayıdır.
 α - çırpıcı kürəklərin üfiqi val üzərində bərkidilmə bucağıdır.

A,B,C,E,F,G və H-sabitləri, emal olunan üzüm növündən asılı olaraq üzüm növü emal olunanda $A=6,8$; $B=3,9$; $C=1,26$; $E=0,121$; $F=4,362$; $G=1,21$; və $H=0,086$

Vallı daraqayıranlar da enerji valların fırlanma müqavimətini aradan qaldırmağa və gilmeyvələri bir-birindən ayırmağa sərf olunur.

Mərkəzdənqaçma xırdalayıcı daraqayıranın məhsuldarlığı Q (kq/san) aşağıdakı düsturla müəyyən edilə bilər.

$$Q = \frac{\pi(D_n^2 - d^2)h \sin \alpha}{4} \cdot \frac{n}{60} \rho \varphi \Phi + q \quad (1.4)$$

D_n -maili bıçaqların şərti diametri, m

d -xırdalayıcının orta silindrin xarici diametri, m

h -maili bucaqların orta hündürlüyü, m

α -bıçaqın əyilmə bucağı

n -bıçaqların fırlanma tezliyi, dövr/dəq

ρ -pulpanın həcm kütləsi, kq/m³

φ -işçi sahəsinin pulpa ilə doldurma əmsalı ($\varphi = 0,85$)

φ -pereferik sürətin azaldılması və üzümün xırdalayıcıya qeyri-bərabər verilməsi nəzərə alan əmsal ($\varphi = 0,7$)

q -böyük silindrin altındakı dəliklərdən çıxan pulpa və şirənin bir hissəsi şneklə üzümün qidalandığı yerə ötürülür, $q \approx 0,083 \text{ kq} / \text{san} = 0,3 \text{ t} / \text{saat}$

Pratiki olaraq bu düstur cecə üçün boşalma bıçaqların ötürücü qabiliyyətin məhsuldarlığı müəyyən edir. Mərkəzqaçma cecəayıran xırdalayıcıların eksperimental tədqiqatların olmaması daha dəqiq ölçmələr aparmağa imkan vermir.

Xırdalayıcı maşınların güc hesabı aşağıdakı düsturla hesablanır.

$$N = a^{-3} \Pi a \quad (1.5)$$

$$a = A e^b \delta \quad (1.6)$$

Burada, δ - ara boşluq;

A və B – eksperimental əmsal

$$N = 10^{-3} * 188.4 * 23.4 = 4.4 \text{ kVT}$$

Kataloqdan $N = 5,5 \text{ kVT}$ $n = 1440 \text{ d/dəq}$ olan asinxron elektrik mühərrikini 4A112M4Y3 seçirəm (QOST 19523-74).

Burada xırdalayıcı-cecəayıran maşının məhsuldarlığının

$$Q = 188,4 D n \rho \delta_k l \varphi \text{ t/saat}$$

(1.7)

düsturu ilə təyin olunduğu göstərilmişdir.

Burada, D - perforasiya barabanının diametri $D=0,75 \text{ m}$; n - çirpici valın fırlanma tezliyidir:

$$n = 62,5 \text{ d/dəq}$$

δ_k - xüsusi profilli valın araboşluğunun ölçüsüdür $\delta_k=6 \text{ mm}=0,006 \text{ m}$

l - profilli valın uzunluğudur. $l = 0,7 \text{ m}$.

ρ - məhsulun (üzüm) sıxlığıdır. $\rho = 760 \text{ kq/m}^3$

φ - profilli valların araboşluğunun dolma əmsalidir. $\varphi = 0,5 \div 0,8$.

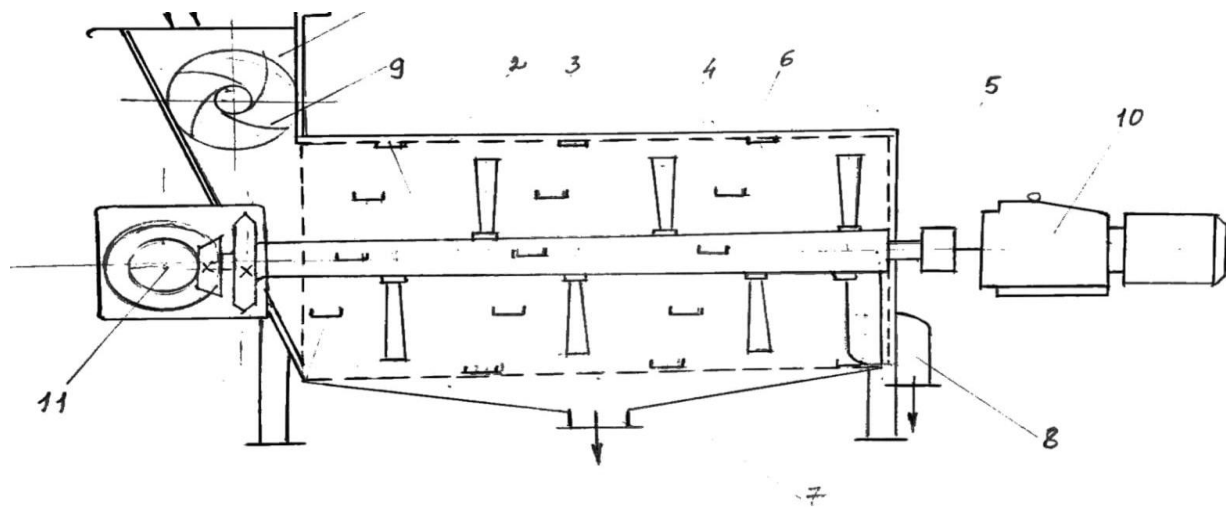
Buradan

$$Q = 188,4 \cdot 0,75 \cdot 62,5 \cdot 0,006 \cdot 0,7 \cdot 0,76 \cdot 0,7 = 19,7325 \text{ t/saat}$$

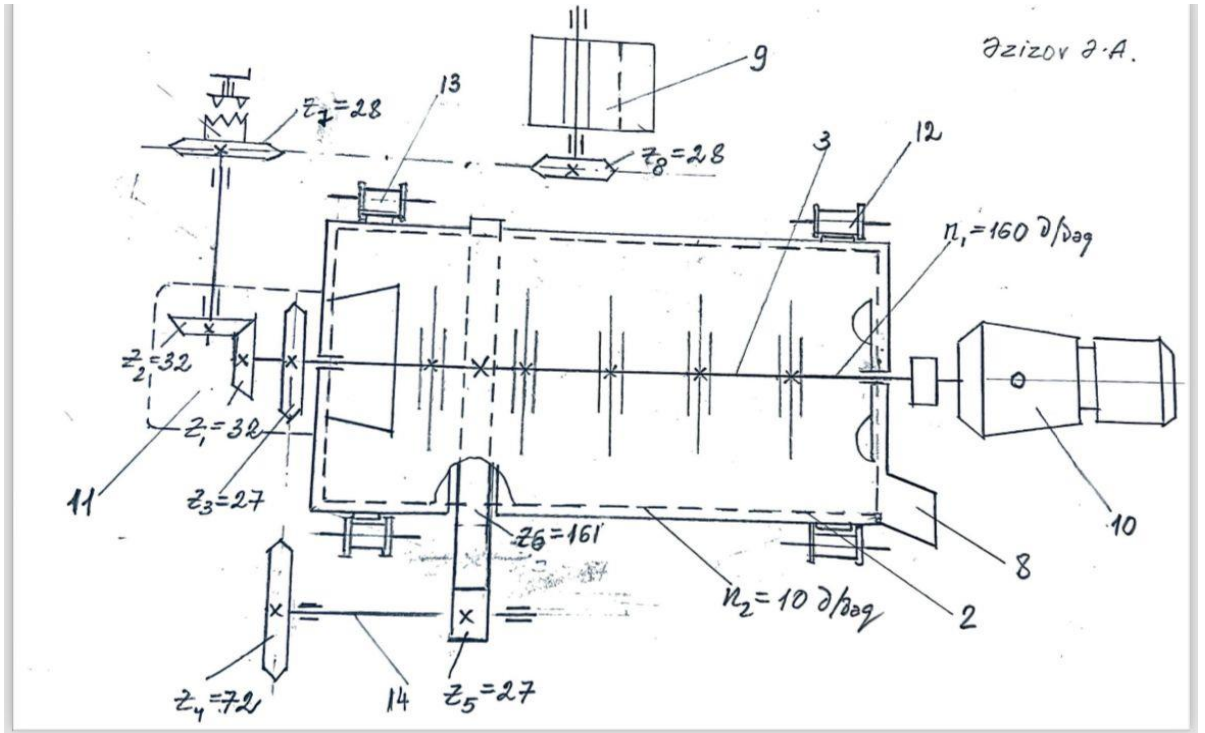
1.7 Xırdalayıcı - cecəyiran nar emalı maşının həndəsi ölçülərinin seçilməsi və əsaslandırılması

Patent ədəbiyyatında nar meyvəsinin giləsini qabığından ayıran maşın-yükləmə bunkerindən (1), perforasiya edilmiş baraban (2), onun daxilində yerləşən üfqi val (3), həmin val üzərində bərkidilmiş çırpıcı kürəklər (4), barabanın daxili səthində bərkidilmiş rəflər (5), ayrılan nar qabıqlarını çıxışa itələyən kürək (6), gilələri xaric etməsi üçün toplayıcı (7) və mexaniki ötürmədən (8) ibarətdir. Burada ayrılan qabıq və gilələrin xaric edilməsi üçün pəncələr (9,10) nəzərdə tutulmuşdur [5].

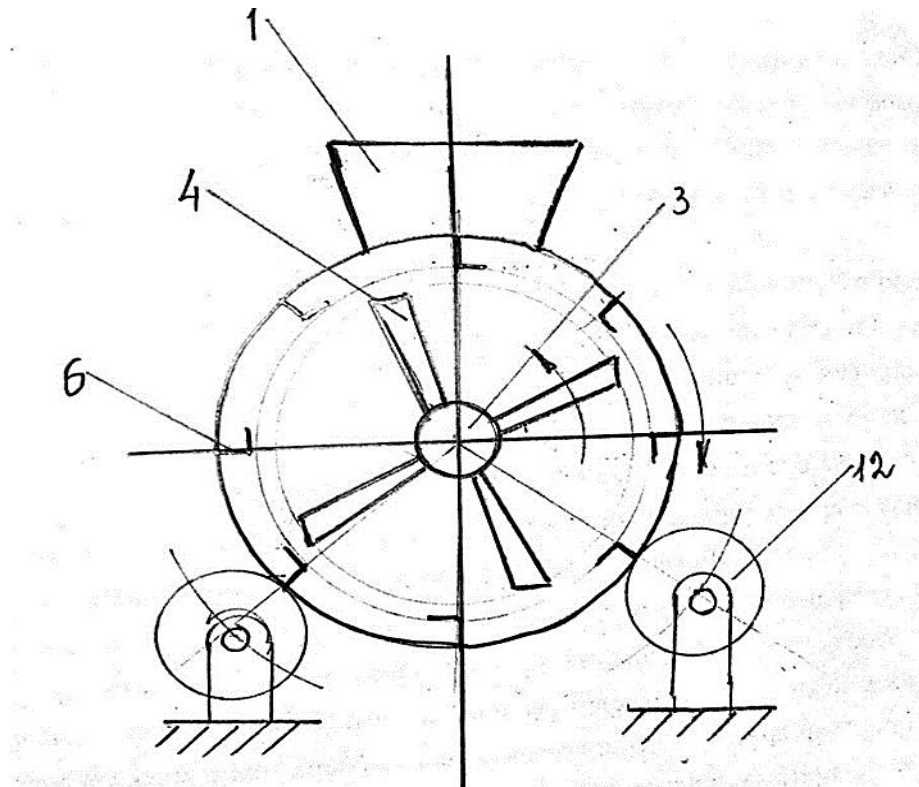
Maşının hərəkət prinsipi aşağıdakı kimidir: Yükləmə bunkerindən (1) dozalaşdıraraq verilən nar meyvələri perforasiya barabanının (2), çırpıcı kürəklər (4) ərazisinə düşür və rəflərlə (5) tutularaq, barabanın yuxarı hissəsinə qalxır, oradan öz ağırlığı ilə düşərkən, çırpıcı kürəklərdən zərbə alır və asanlıqla parçalanır. Qabıqlar baraban boyu hərəkət edərkən ən azı səkkiz dəfə rəflərlə tutulur, yuxarı qalxır, zərbə alır və gilələnir.



Şəkil 1.10 Nar gilələrini qabıqdan ayıran qurğu (Mənbə:Müəllif tərəfindən)



Şəkil 1.11 Təklif olunan qurğunun kinematik sxemi (Mənbə: Müəllif tərəfindən)



Şəkil 1.12 Qurğunun eninə kəsiyi (Mənbə: Müəllif tərəfindən)

II FƏSİL. NARGİLƏLƏYƏN MAŞININ QƏBUL BUNKERİNİN DOZALAŞDIRMA VƏ MEYVƏLƏRİN DOĞRANMASI ÜÇÜN İSTİFADƏSİ (Vələdov M.E)

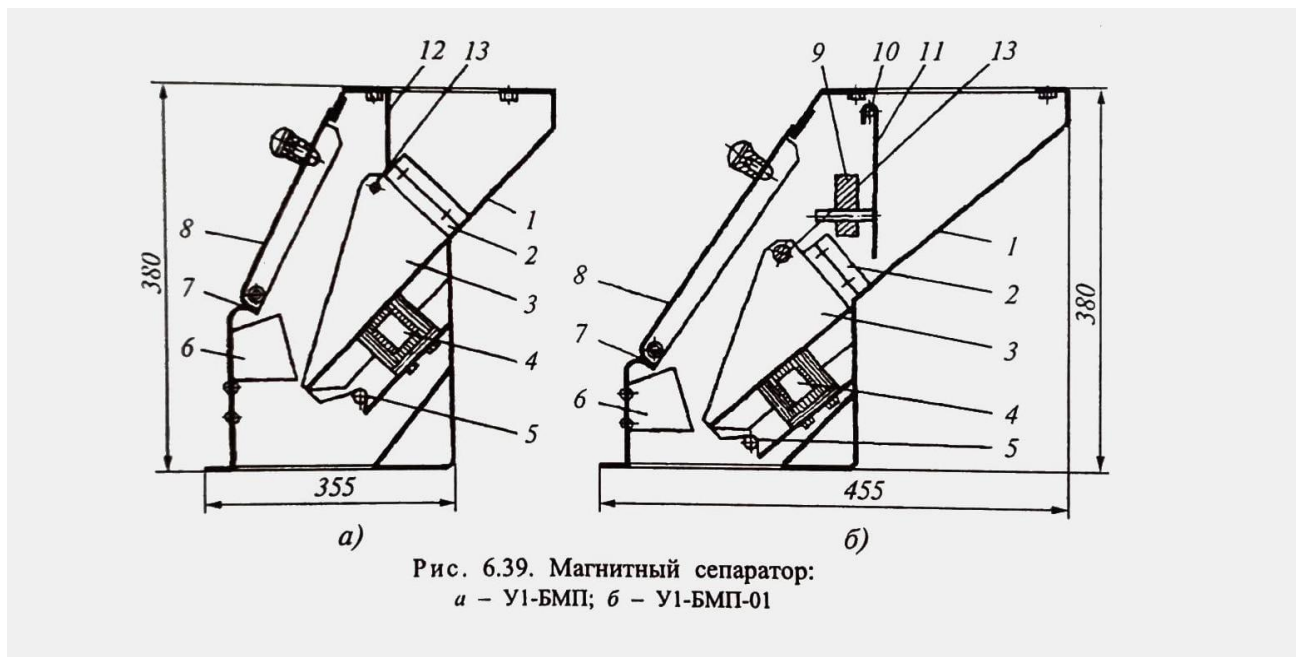
2.1. Qəbul bunkerinin əsas konstruksiyaları

Nar emalı üçün qəbul bunkerini meyvənin doğranması və dozalaşdırılması üçün istifadə oluna bilər. Məsələn burasındadır ki, daxil olan nar meyvəsində metallik qarışıqların olması nar giləliyəni maşının işçi orqanlarının zədələnməsinə və işdən çıxmasına yol verməmək məqsədi ilə onların maqnit emalı vacib məsələdir. Buradan belə çıxır ki, qəbul bunkerinin üç məqsədlə istifadəsi əhəmiyyət daşıyır. Bu məqsədlər daxil olan nar kütləsinin dozalaşdırılması eləcədə nar kütləsinin doğranması və onların maqnit emalı prosesləridir. Xüsusən metal maqnit qarışıqlarının eləcədə keramik və keramik materiallarının hazır məhsula düşməsi böyük təhlükə yaradır və qida təhlükəsizliyi nöqtəyi nəzərdən qəbul edilməzdir. Bu materialların meyvənin giləsinə qarışması dəqiq normativ sənədlərlə və uyğun respublika standartları ilə müyyənləşdirilmişdir. Deyilən şəkildə metallo-maqnit hissələrin və keramik materialların şirənin yaxud giləsin tərkibinə düşməməsi üçün qəbul bunkerinin düzgün konstruksiya edilməsi vacib şərtidir. Burada maqnit qüvvəsinin və yaxud keramik materialın keçməsi zamanlı yaranan qüvvə mexaniki qüvvələrin proyeksiyalarından artıq olmalıdır ki, qəbul bunkerindən həmin hissəciklər keçməsin və mexaniki ötürməni işdən ayırsın. Beləliklə bu elementin təyinatına uyğun mühəndis hesabları ilə metallo-keramik qarışıqların təmizlənmə səmərəsi metal hissələri maqnit ekranına çəkən yaxud onları ekranda saxlayan axının ümumi qüvvə nisbətindən seçilməlidir. Bu səmərədə nar meyvələrin ayrılma səmərəsi ilə bunkerə qədərki və bunkerdən sonrakı vəziyyəti ilə müyyənləşəcək. Aşağıdakı sxemlərdə maqnit separatoru funksiyasını icra edən qəbul bunkerləri göstərilmişdir. Bunlar Y1 БМ3 və Y1 БМП modelləridir. Bu separatorların keçid yoluna əlavə olaraq metal və keramik məmulatların seperasiyası üçün vericisi olan və son maqnit qapayıcısı olan elementlərdən istifadə etməklə onların seperasiyasını həyata keçirməyi planlaşdıraraq. Qeyd olunan Y1 БМ3 konstruksiyasının metallo-maqnit qarışıqların təmizlənməsi üçün onun qəbul bunkerini kimi də vəzifəsini nəzərə alıb onların quruluşu barədə məlumat verək. Bunkerin hündəsi ölçüləri istənilən

nisbətə artırıla və yaxud azaldıla bilər. Gövdə 1 qaynaq qutusu olub qəbul və çıxışı üçün gözlüklərə malikdir. Texnoloji təyinatdan asılı olaraq onu iki variantda hazırlayırlar (bax şəx.2.1)

Gövdənin qabaq divarında istiqamətləndricilər üzrə 2 seperatorun işçi orqanları maqnit bloku 3 qoyulmuşdur. Bu blok qaynaq kronşteyninə bənzəyir və üfüqi vəziyyətdə 2 silindirik maqnitdən ibarətdir. Bu kronşteynə arakəsmə 4 bağlanmışdır və hermetik olaraq gövdənin pəncərəsini bağlaya bilir. Hermetikliyin alınması üçün arakəsmə materiallarından və dəstəklə təmin olunmuşdur. Silindirik maqnitlər 10 ədəd sabit disk şəkilli maqnitdən 1, taxmadan 2 və örtükdən 3 ibarətdir.

Şəkil 2.1 (Mənbə: Зайчик Ц. Р. Машины и аппараты первичного виноделия. М., «Машиностроение», 1970, 328 с)



У1 БМП tipli seperatorlarda metallo maqnit qarışıqları nar kütləsindən ayırmaq üçün quruluşu У1 БМЗ tipli bunkerlərə maqnit seperatorları oxşardır. Onun gövdəsi 1 qaynaq olunmuş qutuya bənzəyir və məhsulun qəbulu və çıxışı üçün yuvaları vardır. Quraşdırma yerindən və texnoloji təyinatdan asılı olaraq bu seperatorlar 2 modeldə hazırlanır. Gövdənin qarşı divarında qapaqla bağlanan 8 lük qoyulmuşdur. Kütlədən nar şirəsinin çıxmasını üçün arakəsmə 7 qoyulmuşdur. Gövdənin daxilində oxlar 5 və 13 vardır. Onun üzərində maqnit saxlayan 3 məhdudlandırıcı 2 yerləşmişdir. Qabırğa 12 məhsulun axınına istiqamət vermək üçün

maqnit bloku ilə birlikdə lövhələrlə 6 seperatorun gövdəsinə bağlanmışdır. Maqnit tutucusu qaynaq olunmuş kronşteydir və paslanmayan poladdan hazırlanmışdır. Maqnit bloku 4 isə onun işərisində yerləşmişdir. Maqnitlərin təmizlənməsinin rahat olması üçün maqnit tutucusu pəncərədən gövdənin lükundan çıxarıla bilər. Maqnit bloku 6 ədəd yastı maqnit lövhələrdən yığılmış olur. Maqnit seperatorun fərqli cəhəti onun qaynaqla kronşteyn kimi formalaşdırılan və sərbəst oxdan 10 asılan arakəsmə 11 ibarətdir. Burada arakəsmə məhsulun bərabər miqdarda verilməsi təmin edir və onun vəziyyəti yüklə 9 nizamlanır.

2.2. Qəbul bunkerinin dozalaşdırma funksiyası

Qəbul bunkerinin ikinci funksiyası qeyd etdiyimiz kimi dozalaşdırma funksiyasıdır. Burada dozatorun bilavasitə qidalandırıcı kürəklər vasitəsilə işləməsi onun dozalaşdırma funksiyasını icra etməyə imkan verir. Bu funksiya əslində maşının məhsuldarlığına uyqundur. Yuxarıda qeyd etdiyimiz kimi bu funksiya dozatorun kürəklərinin fırlanma sürətinə uyqundur. Məlumdur ki, maşın məhsuldarlığı aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$\Pi = 188,4 D_n \rho \delta_k l \phi \text{ t / saat}$$

bu düsturdan dəqiqəlik məhsuldarlıq

$$\Pi = 3,14 D_n \rho \delta_k l \phi \text{ t/dəq}$$

baraban dozatorun kritik sürətini hesablaya bilərik

2.3. Qəbul bunkerinin meyvələrin doğranması funksiyası barədə

Maşının qəbul bunkerinin meyvənin doğranması funksiyasını yerinə yetirməsi məqsədi ilə onun içərisində maqnit seperatorlarının üst hissəsində onun eninə ölçüsü $l = 700 \text{ mm}$ olmaq şərti ilə qidalandırıcı bıçaqlı val nəzərdə tutulmuşdur. Burada 23 mm bıçaqlar arasındakı məsafədir $l = 700 \text{ mm}$ isə qəbul bunkerinin eninə ölçüsüdür. Ehtimal olunur ki, bu bıçaqlar ən böyük radiusla qəbul bunkerinin fərdi divarına qədər uzanacaq və meyvəni ən azı 2 yerə böləcək. Ehtimal olunur ki, daxil olan orta ölçülü narlar $d = 70 \text{ mm}$ ən azı 3 hissəyə doğracaqdır. Bu əməliyyat maşının saatda 20 t narın emalı üçün vacib şərtidir. Qurğunun qeyd olunan şəkildə

quraşdırılması üçün çırpıcı kürəklərin bərk ağac növündən hazırlanması məqsədə uyğun ola bilər. Məsələn burasındadır ki, həmin kürəklərin palıd yaxud tut ağacından hazırlanması və istifadəsi nar meyvəsinin az miqdarda xırdalanmasına gilənin şirəsini çıxarmağa çalışmaması və səmərəli işini təmin edəcəkdir.

2.4. Maşının çırpıcı kürəklərinin və perforasiya barabanının optimal sürətinin seçilməsi.

Məhsulun perforasiya barabanında diyirlənmə rejimində olması üçün onun kritik (böhran) sürəti Frud kriterisindən təyin edilə bilər.

$$Fr = \frac{\omega^2 D}{2g} < 1$$

Burada, ω - barabanın bucaq sürətidir: Fırlanma tezliyi isə

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 5,12}{3,14} = 48,92 \text{ d / dəq}$$

Bu halda $\omega = \sqrt{\frac{1}{0,0382}} = 5,12 \text{ san}^{-1}$. Beləliklə, maşında həmin sürət $n = 10,5 \text{ d/dəq}$ -

dir. Çırpıcı kürəkləri olan valın fırlanma sürəti $n_v = 62,5 \text{ d/dəq}$ -dir. Bu sürətin hansı əsasla seçildiyi məlum deyil. Lakin zərbə nəzəriyyəsiindən bu sürət hərəkət miqdarı qanuna görə təyin edilə bilər:

$$m(v_2 - v_1) = P\tau$$

burada, v_1, v_2 meyvənin rəfdən düşərkən başlanğıc və son sürətləridir. ($v_1 = 0$), m - meyvə vahidinin kütləsidir. $m = 0,3 \text{ kq}$; P - ilkin parçalanma üçün lazım olan zərbə qüvvəsidir $P = 31 \text{ N}$ (təcrübi təyin edilmişdir); τ - zərbənin davamiyyətidir $\tau = 0,05 \text{ san}$ qəbul edilə bilər.

Buradan,
$$v_2 = \frac{P\tau}{m} = \frac{31 \cdot 0,05}{0,3} = 5,167 \text{ m / san}$$

$$n_v = \frac{60v_2}{\pi D} = \frac{60 \cdot 5,167}{3,14 \cdot 0,75} = 131,6 \text{ d / dəq}$$

Rəflərlə yuxarı qaldırılan meyvələr oradan öz ağırlığı ilə düşərkən çirpici kürəklərdən zərbə almalıdır $n_v = 8nb$, buradan $n_b = n_v/8 = 131,6/8 = 16,45$ d/dəq ola bilər.

2.5. Qəbul bunkerinin optimal sürətinin seçilməsi.

Burada, v_2 - məhsulun yüklənmə seqmentində xətti sürəti;

$$v_2 = 0,164m/san, \delta = 0,1m,$$

dk - bunkerin keçid ölçüsü; $\rho = 0,760t/m^3$ - məhsulun sıxlığıdır; $\varphi = 0,7$ seqmentin dolma əmsəlidir; $\varphi = 0,5 \div 0,8$; $l = 0,7$ qəbul bunkerinin enidir. δ - bunkerin keçid ölçüsü
Həmin məhsuldarlığı təmin etmək üçün dozator valının fırlanma tezliyi:

$$n_D = \frac{60v_2}{3,14 \cdot \delta} = \frac{60 \cdot 0,164}{3,14 \cdot 0,1} = 31,38 \partial / d\partial q$$

2.6. Maşının tullantısının və nar giləsinin miqdarının hesablanması.

1. Gilənin kütləsi

$$20 t = 20 \times 1000 = 2 \times 10000 \text{ kq}$$

37-40%-ni tapaq

$$2 \times 10000 \times \frac{37}{100} = 5400 \text{ kq nar}$$

$$2 \times 10000 \times \frac{40}{100} = 8000 \text{ kq nar}$$

2. Qabığın kütləsi

$$2 \times 10000 \times \frac{60}{100} = 12000 \text{ kq qabıq}$$

$$2 \times 10000 \times \frac{63}{100} = 12600 \text{ kq qabıq}$$

3. Gilədə olan qabıq tikələri

$$5400 \times \frac{1}{100} = 54 \text{ kq qabıq tikələri}$$

$$5400 \times \frac{2}{100} = 128$$

III FƏSİL.ÇIRPICI KÜRƏKLƏRİN VƏ RƏFLƏRİN KONSTRUKSIYA ELEMENTİ KİMİ HESABI (Babayeva L.R)

3.1. Çırpıcı kürəklərinin en kəsiyinin seçilməsi

Üzərində oturmuş dayaqclar vasitəsi ilə tirə təsir etmiş xarici qüvvələr özülə ötürülür, uc kəsikləri dayaqclarla bağlanır. Alınan reaksiya qüvvələri, tirin dayaqclarının quruluşundan aslıdır. Tirləri yüklə əlaqələndirmək üçün 3 növ dayaqdan istifadə edirlər.

1.Oynaqlı tərpnəmz dayaq.

Tir oynaqlı ətrafında yalnız fırlana bildiyi üçün belə dayaqda moment sıfıra bərabərdir.Tir öz oxuna paralel və perpendikulyar istiqamətdə yerdəyişmə ala bilmədiyindən həmin istiqamətlərdə reaksiya qüvvəsi alınır.

2.Oynaqlı tərpnən dayaq.

Tirin A ucu oynaqlı ətrafında fırlana bildiyindən ,üfüqi istiqamətdə sürüşür və ancaq dayaq milinə perpendikulyar istiqamətdə yerdəyişmə ala bilmədiyini üçün reaksiya qüvvəsinin bir qiyməti məchul olur.

3.Bir ucu sərt bərkidilmiş tir.

Tirin sərt bərkidilmiş ucu olduqda dayaq ona heç bir istiqamətdə yerdəyişmə almağa, həmçinin fırlanmağa imkan vermir.Bu səbəbdən belə dayaqda fırlanmanı saxlayan reaksiya momenti (M) və yerdəyişmələrin qarşısını alan (R) və (H) reaksiya qüvvələri alınır.

Xarici qüvvələrin təsiri nəticəsində brusun oxu əyilsə, yaranan deformasiya əyilmə adlanır. Çırpıcı kürəyin əyilmə gərginliyinə en kəsiyi seçilməlidir. Bu zaman aşağıdakı düsturdan istifadə edirik.

$$\sigma_{\text{əy}} = \frac{M_b}{F \cdot \delta} \leq [\sigma]_{\text{əy}} \quad (3.1)$$

Burada δ - rəfin qalınlığı, F- en kəsiyi sahəsidir, $\sigma_{\text{əy}}$ – gövdənin materialının buraxılabilən əyilmə gərginliyidir. M_b -isə burucu momentdir. $\delta = 4\text{mm}$ qəbul edək.

$$F = \frac{M_b}{[\sigma]} = \frac{N}{[\sigma]} = \frac{4,4 \cdot 10^3}{28 \cdot 10^6} \approx 0,1 \text{ m}^2 \quad (3.2)$$

Qiymətləri düsturda yerinə qoysaq,

$$\sigma_{ay} = \frac{M_b}{F \cdot \delta} = \frac{\frac{N}{\omega}}{0,1 \cdot 4} = \frac{\frac{4,4 \cdot 10^3}{12,56}}{0,1 \cdot 4} = \frac{350,32}{0,4} = 875,8 \text{ N/m}^2 < 28 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Profil nömrəsi 2 olan b=20, d=3 olan profil sahəsi 1.3 olan simmetrik bucağı seçirəm.

3.2. Kürəklərin işçi sürətinin seçilməsi

Çırpıcı kürəkləri olan valın fırlanma tezliyi $n_v=200d/d_{\partial q}$ -dir. Bu sürətin hansı əsasla seçildiyi məlum deyil. Lakin zərbə nəzəriyyəsiindən bu sürət hərəkət miqdarı qanuna görə təyin edilə bilər :

$$m(v_2 - v_1) = P\tau \quad (3.3)$$

burada, v_1 və v_2 meyvənin rəfdən düşərkən başlanğıc və son sürətləridir. ($v_1 = 0$)

m – meyvə vahidinin kütləsidir. $m = 0,3 \text{ kq}$;

P – ilkin parçalanma üçün lazım olan zərbə qüvvəsidir $P= 31 \text{ N}$ (təcrübi təyin edilmişdir);

τ – zərbənin davamiyyətidir. $\tau = 0,05 \text{ san}$ qəbul edilə bilər.

($v_1 = 0$) qiymətində kürəklərin hərəkəti ilə barabanın istiqaməti bir-birinin əksinə olur. Bu zaman narın düşən zaman xətti sürəti,

$$v_2 = \frac{P\tau}{m} = \frac{31 \cdot 0,05}{0,3} = 5,167 \text{ m/san}$$

Kürəklərin fırlanma tezliyi isə aşağıdakı kimi hesablanır.

$$n_v = \frac{60v_2}{\pi D} = \frac{60 \cdot 5,167}{3,14 \cdot 0,75} = 131,6 \text{ d / d}_{\partial q}$$

Rəflərlə yuxarı qaldırılan meyvələr oradan öz ağırlığı ilə düşərkən çırpıcı kürəklərdən zərbə almalıdır. Mütləq zərbə alınması üçün barabanın sürəti ilə çırpıcı kürəklərin sürət fərqləri uyğunlaşdırılmalıdır.

$$n_v = 8n_b \quad (3.4)$$

$$n_b = \frac{n_v}{8} = \frac{131,6}{8} = 16,45 \text{ dövr / d}_{\partial q} > 10,5 \text{ dövr / d}_{\partial q}$$

Burada, 8 – çırpıcı kürəklərin bir giriş üzrə sayıdır. Bu kürəklərin yaratdığı vint xəttinin addımı rəflərin addımına bərabər qəbul edilməlidir.

3.3. Kürəklərin hərəkət istiqamətinin təyini

Çırpıcı kürəklər adətən dövrən edərək fırlanır. Bu dövrən meyvənin təmizlənməsi prosesini təmin edir. Dövrənin istiqaməti maşının konstruksiyasına uyğun olaraq müəyyən edilir və meyvənin optimal təmizlənməsi üçün tənzimlənir.

Çırpıcı kürəklərin hərəkət istiqaməti maşının modelinə görə fərqli ola bilər. Bəzi maşınlarda kürəklər saat əqrəbi istiqamətində fırlanır, bəzilərdə isə saat əqrəbinin əksinə. Bu istiqamət təyin olunarkən meyvənin maşına necə daxil olduğu, hara yönəldiyi və təmizləmə prosesinin optimal səmərəsi nəzərə alınır.

Çırpıcı kürəklərin hərəkət istiqaməti və vəziyyəti texniki xidmət zamanı yoxlanılmalıdır. Çünki düzgün hərəkət etməyən kürəklər təmizləmə prosesinin səmərəliliyi üçün mühim əhəmiyyət daşıyır. Maşının istismar təlimatlarına uyğun olaraq bu komponentlərin düzgün qurulması və işlədilməsi vacibdir.

Kürəklərlə baraban qarşılıqlı əks və eyni istiqamətdə fırlana bilərlər. Lakin təcrübə göstərir ki, bu əməliyyatın eyni istiqamətdə olması vacib şərtidir. Beləki barabanın fırlanması ilə barabanda eksentrik olaraq nar kütləsi toplanır və onlar diyirlənmə hərəkət edirlər.

Beləliklə narın rəfdən düşərkən onun arxasından gələn sürəti və kürək tərəfindən vurulması sürəti aşağıdakı bərabərliyi ödəməlidir.

$$m(v_2 - v_1) = P\tau$$

burada, v_1 və v_2 meyvənin rəfdən düşərkən başlanğıc və son sürətləridir. ($v_1 = 0$)

m – meyvə vahidinin kütləsidir. $m = 0,3 \text{ kq}$;

P – ilkin parçalanma üçün lazım olan zərbə qüvvəsidir $P=31 \text{ N}$ (təcrübə təyin edilmişdir);

τ – zərbənin davamiyyətidir. $\tau = 0,05 \text{ san}$ qəbul edilə bilər

Qiymətləri yerinə qoyub hesablasaq;

$$m(v_2 - v_1) = 0,3(5,167 - 0) = 1,55$$

$$P\tau = 31 \cdot 0,05 = 1,55 \text{ Nsan}$$

Beləliklə bərabərlik ödənilir.

3.4. Nar rəflərinin layihə hesabı

Barabanın daxili səthi çırpıcı kürəklərin yerləşmə addımına uyğun rəflərlə təmin olunmuşdur. Rəflər ən azı 2 ədəd narı götürməli və özü ilə bərabər barabanın yuxarı hissəsinə qaldırmalıdır. Burada rəfin mayilliyi üfüqi vəziyyətindən dönəndən sonra oradaki 2 ədəd nar meyvəsinin öz ağırlığı ilə düşməsi ehtimalı yaranır. Bu qüvvəni yaradan onun ağırlıq qüvvəsidir. Nar meyvələri həmin rəfdən düşərkən aralarında 90° fərq olan kürəklər tərəfindən zərbə alacaqdır.

Təcrübi olaraq isbat edilmişdir ki, bu qüvvə 31N-dan artıq deyil. Bu qüvvə kifayət edir ki, narın gövdəsi deformasiyaya uğradılsın və onda özüllü plastik deformasiya baş versin. Bu qüvvənin təsiri ilə nar meyvəsi parçalanır və ən azı 2 ədəd olmaqla hissələrə ayrılır və əsas zəyifləmiş gilələr sürətlə oradan tökülür. Nisbətən xırda ölçülü narlar iri ağırlı çəkili narlardan (300 qr-a qədər) daha çox tikələrə parçalanır və giləsindən ayrılır. Bu dinamik proses sonsuz ardıcıl zərbələrlə müşayiət olunur.

Narın kütləsinin ağırlığı onun parçalanacağı tikələri sayından tərs mütənəşib olduğundan burada əlavə olaraq maşının titrəyişidə bu əməliyyata kömək edir. Nar tikələri barabanın içərisində diyirlənərsə onların içərisində çoxlu sayda gilələr gizlənmiş olar. Lakin zərbələr qabığın xarici üzünə endirilərsə orda gilənin ayrılması xeyli sayda asanlaşır.

Rəflərin layihə hesabatında zərbə nəzəriyyəsinə əsaslanaraq çırpıcı kürəklərə elə sürət verilməsi nəzərdə tutulurki, nəticədə nar tikələri perforasiya barabanının divarlarına çırpılaraq asanlıqla gilədən ayrılmış olsunlar.

Materiallar müqaviməti kursundan məlumdur ki, zərbə nəticəsində nar meyvəsi qarşı divara qədər düz uçmalı və divara çırpılarkən sürtünməməlidirlər. Bu şərti ödəmək üçün yuxardakı zərbə nəzəriyyəsindən kürəkli valın sürətini $n_v = 131,6$ dövr/dəq tapmışıq. Çırpıcı kürəyin kütləsinin $m_c = 660qr$ olduğunu qəbul edərək onun yaratdığı zərbə qüvvəsi təyin edək.

3.5. Rəflərin düzülüş qaydasının təyini

Patent ədəbiyyatında nar gilələrini qabıqdan ayıran digər qurğu yükləmə bunkerini, perforasiya edilmiş baraban və onun mərkəzində yerləşən üfüqi valdan, onun üzərində vint xətti boyu bərkidilmiş radial çırpıcı kürəklər və barabanın daxili səthində bərkidilmiş rəflərdən ibarətdir.

Nar gilələyən maşınlar, nar meyvələrini zədələmədən gilələri ayırmaq üçün xüsusi olaraq dizayn edilmişdir. Bu maşınların effektiv işləməsi üçün çırpıcı kürəklərin və rəflərin konstruktiv hesabı və düzülüş qaydası mühüm rol oynayır.

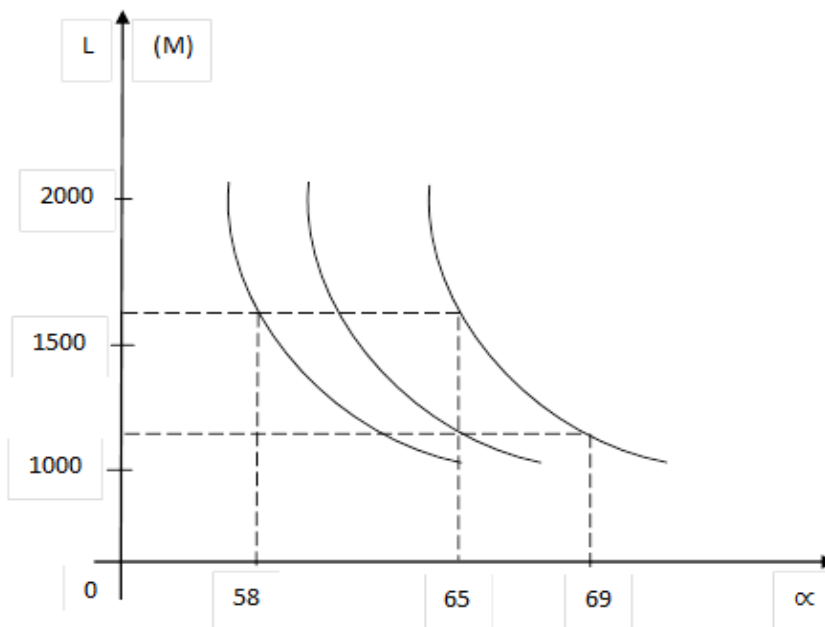
Rəflər paslanmayan polad və ya digər qida təhlükəsizliyinə uyğun materiallardan hazırlanmalıdır. Rəflərin səthi gilələrin asanlıqla düşə biləcəyi şəkildə olmalıdır. Rəflərin vibrasiya edə bilməsi gilələrin ayrılma prosesini asanlaşdırır. Bu mexanizm gilələrin aşağıya doğru hərəkət etməsini təmin edir. Rəflər narın hər tərəfdən eyni anda gilələnməsini təmin edərək prosesin sürətini artırır. Rəflərin arasında optimal məsafə nar gilələrinin düzgün istiqamətdə hərəkət etməsini və meyvələrin zədələnməməsini təmin edir. Rəflərin və çırpıcı kürəklərin dizaynı asan təmizləmə biləcək şəkildə olmalıdır. Bu, həm gigiyena baxımından, həm də maşının uzun müddət effektiv işləməsi üçün vacibdir. Çırpıcı kürəklər spiral formalaşdırılmış bir düzülüşdə yerləşdirilə bilər ki, bu da narın hər bir nöqtəsinə təsir etməyi təmin edir.

Bu konstruksiyada yükləmə bunkerindən daxil olan bütöv nar meyvələri öz ağırlığı ilə perforasiya barabanının aşağı hissəsinə düşür, əzilir və barabanın fırlanması ilə yuxarıya qalxır, çırpıcı kürəklərdən zərbə alır. Əgər bu zərbə alınmadıqda və ya yubanarsa, gilənin tam ayrılması baş vermir. Beləliklə, narın giləsinin ayrılması səmərəsini artırmaq üçün onların doğranması vacib hesab edilir.

Baxılan konstruksiyada bütöv nar meyvələrinin rəflərə yüklənərək yuxarı qaldırılması və yuxardan düşərkən zərbə alaraq parçalanması ən azı iki dövr ərzində baş verir, deməli gilələnmə yubanır. Sonrakı rəf və çırpıcı kürək qarşılaşması barabanın digər mövqeylərində baş verir. Bəzi nar qabığı tikələri gilələri ilə birlikdə kənar olunur. Təcrübə göstərir ki, meyvə perforasiya barabanına daxil olmamış doğranarsa, gilənin ayrılması daha səmərəli, intensiv olar, qabıq gilədən tamamilə təmizlənər.

Bu qurğuda meyvələrin emal edilən perforasiya barabanının uzunluğu L aşağıdakı düstürlə hesablanır.

$$L = nR \sin(90^\circ - \alpha) \quad (3.5)$$



Şəkil 3.1 Çırpıcı kürəklərin bərkidilmə bucaqlarının barabanın uzunluğundan asılılıq qrafiki (Mənbə: Müəllif tərəfindən.)

burada , R - barabanın radiusu (m-lə), n - meyvələrə endirilən zərbələrin sayı, α – çırpıcı kürəklərin üfüqi valda bərkidilmə bucağıdır.

Əgər zərbələrin optimal sayını $n = 8 - 9$ ədəd qəbul etsək, onda üzüm üçün tətbiq olunan vallı xırdalayıcı cecəyiran ВДГ- 20 markalı maşının texniki göstəricilərindən istifadə edərək: $R = 375 \text{ mm}$, $L = 1600 \text{ mm}$, α – nın qiyməti aşağıdakı kimi olacaq;

$$\sin(90 - \alpha) = \frac{1600}{375 \cdot 8} = 0.5333 \quad \alpha = 58^\circ$$

$$\sin(90 - \alpha) = \frac{1600}{375 \cdot 9} = 0.4267 \quad \alpha = 65^\circ$$

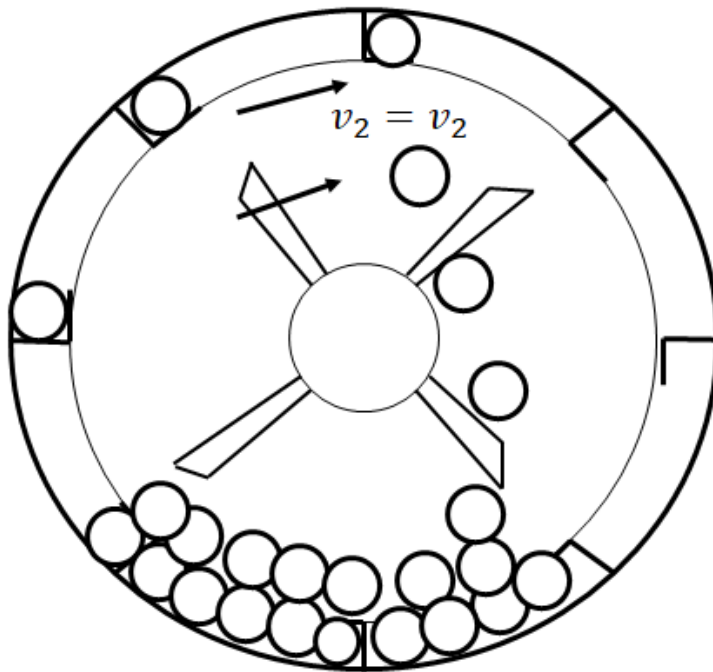
Nəzərə alaq ki, $n=9$ və $\alpha = 65^\circ$ olduqda $L=1,4$ m olur. Bu düsturla perforasiya barabanının uzunluğunu tənzimləmək olar.

İxtiranın yönəldiyi məsələ, məlum qurğuda nar meyvələrinin giləlməsini intensivləşdirmək, qabıq tikələrində gilənin qalmasına imkan verməməkdir. Bu yönəldilən məsələnin həlli onunla əldə edilmişdir ki, qurğunun yükləmə bunkerində

meyvələrin doğranması üçün oraş şəkili kəsici bıçaqlar valı nəzərdə tutulmuşdur. Qurğunun üzüm üçün olan variantından fərqli olaraq, burada val bir ədəddir və onun bıçağının radiusu yükləmə bunkerinin divarına qədər uzanır. Bıçaqlar arasındakı məsafə tənzimlənəndir və sayı 10 -11 ədəddir. Bıçaqlı val perforasiya barabanının həddindən artıq yüklənməsinə imkan vermir, bir növ dozator rolunu oynayır. Hər bir meyvə ölçüsündən asılı olaraq ən azı iki hissəyə bölünür.

3.6. Meyvəyə düzgün zərbə anının sinxronlaşdırılması

Yükləmə bunkerindən dozalaşdıraraq verilən nar meyvələri perforasiya barabanının, çırpıcı kürəklər ərazisinə düşür və rəflərlə tutularaq, barabanın yuxarı hissəsinə qalxır, oradan öz ağırlığı ilə düşərkən, çırpıcı kürəklərdən zərbə alır və asanlıqla parçalanır. Narın rəfdən düşdüyü sürəti ilə kürəyin nara toxunma sürəti eyni zamanda bir birinə bərabər olmalıdır ki, düzgün zərbə alınsın. Endirilən zərbənin miqdarında olduqca böyük önəm kəsb edir. Çünki endirilən zərbə kiçik olduqda nar giləsini qabıqdan qoparmaq üçün kifayət etməz bu zaman nar giləsi qabıqda qalacaq bu isə itginin cəxəlməsinə səbəb olacaqdır. Əks hal yəni endirilən zərbə böyük olduğu zaman narın bütövlükdə əzilməsinə zəmin yaradacaqdır bunun isə yaxşı hal olduğunu demək olmaz. Sadələdiyimiz halları gözdən keçirdikdə aydın şəkildə görünür ki nara endirilən zərbə optimal olmalıdır.



Şəkil 3.2 Narın düşmə anındakı sürət ilə kürəyin nara zərbə sürətinin bərabərliyi (Mənbə: Müəllif tərəfindən Babayeva L.R.)

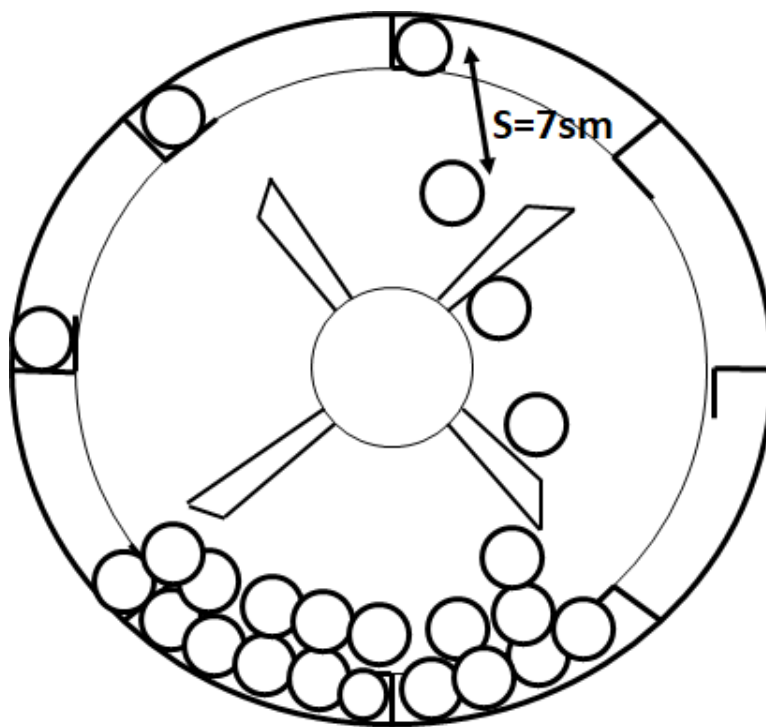
Narın düşmə anındakı sürəti $v_2 = 5,167 \text{ m/san}$ -dir. Zərbə anında sərflənən zaman $t = 0,05 \text{ san}$ qəbul edək. Narın başlanğıc sürətini isə $v_0 = 0$ qəbul edirik. Narın düşmə məsafəsini aşağıdakı düstura görə hesablayaq.

$$S = v_0 t + \frac{gt^2}{2} \quad (3.6)$$

$v_0 = 0$ olduğuna görə;

$$S_0 = \frac{gt^2}{2} = \frac{9,81 \cdot (0,05)^2}{2} = 0,0123 \text{ m} = 12,3 \text{ mm}$$

Lakin bu məsafə çirpici kürəyin ucuna qədər olan məsafədir. Bu məsafə çox azdır. Buna görə biz təqribi hesabla $S_0 = 7 \text{ sm} = 0,07 \text{ m}$ qəbul edək.



Şəkil 3.3 (Mənbə: Müəllif tərəfindən Babayeva L.R.)

onda ,

$$S_0 = \frac{gt^2}{2} \quad (3.7)$$

düsturundan istifadə edərək narın düşmə müddətini (t) hesablayaq.

$$S_0 = 0,07 = \frac{9,81 \cdot t^2}{2}$$

$$t = 0,12 \text{ san}$$

Beləliklə narın zərbə alması üçün narın havada uçuş sürəti ilə çirpici kürəyin ona zərbə vurma sürəti uyğunlaşmalıdı. Nəticədə biz qəbul edirik ki, 7sm-lik məsafə ilə nar rəfdən düşərkən 131,6 d/dəq ilə gələn çirpici kürək nara mütləq zərbə endirəcək.

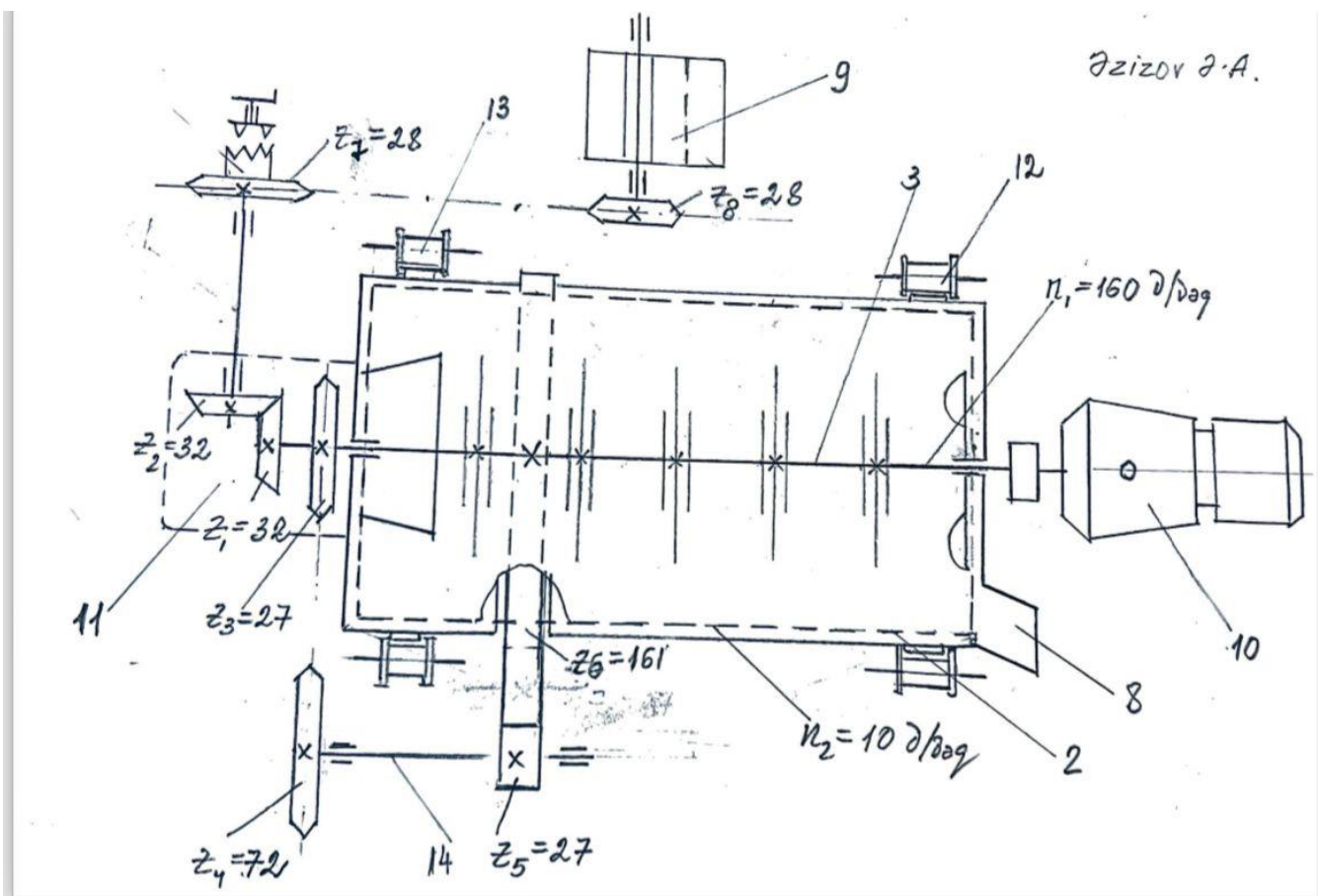
3.7. Nar gilələyən maşının mexaniki hərəkət sisteminin kinematik hesabı.

Cecəyiran maşının gücünün təyini:

$$N = 4,4 \text{ kvt}$$

Bu gücə uyğun QOST 19523-74.

$N = 5,5 \text{ kvt}$, $n = 1440 \text{ d/dəq}$ olan 4A112M4y3 seçirik.



Şəkil 2.2 Qurğunun kinematik sxemi (Mənbə : Müəllif tərəfindən)

Mühərrik-reduktorun ötürmə ədədini standartdan $u_r = 12$ qəbul edirik və fırlanma tezliyini tapırıq.

$$n_r = \frac{n_m}{u_r} = \frac{1440}{12} = 120 \text{ d/dəq}$$

Barabana mexaniki ötürmənin ötürmə ədədi:

$$u_b = u_z \cdot u_{dç}$$

$$u_b = \frac{n_r}{n_b} = \frac{120}{10,5} = 11,4$$

$u_{dç} = 8$ qəbul edirik.

$$u_z = \frac{u_b}{u_{dç}} = \frac{11,4}{8} = 1,425$$

Dozalaşdırıcıya mexaniki ötürmənin zəncirinin hesablanması.

$u_d = 62,5$ qəbul edirik. Mexaniki ötürmənin zəncirini aşağıdakı düsturdan istifadə edərək hesablayırıq.

$$u_z = \frac{n_b}{u_d} = \frac{120}{62,5} = 1,92$$

$u_{k\ddot{o}} = 1$ qəbul edirik. Burucu momenti hesablayırıq.

$$M_b = \frac{N_m}{\omega_1} \cdot u_{k\ddot{o}} = \frac{4,4 \cdot 10^3}{12,56} \cdot 1 = 350 \text{ Nm}$$

Burada bucaq sürəti isə;

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} = 12,56 \text{ san}^{-1}$$

3.8. Konusvari dişli çarx ötürməsinin hesablanması

Dişli çarx ötürmələri mexaniki ötürmələrin ən geniş yayılmış növlərindən biridir. Dişli çarxlardan cihazqayırmanın və maşınqayırmanın bütün sahələrində istifadə olunur.. Dişli çarx ötürmələrindən istifadə edərək ötürülən gücü çox böyük hədudda dəyişmək olur. Valların həndəsi oxları paralel olduqda silindrik dişli çarxlar, kəsişdikdə – konusvari dişli çarxlar, oxlar çarpazlaşdıqda isə vintvari dişli çarxlar tətbiq edilir.

Ötürmənin səssiz və səlistliyini işləməsinə təmin etmək üçün konusvari pillədə dişlərin maillik bucağı hələlik $\beta_m = 15^\circ$ qəbul edilir.

Dişli çarxları hazırlamaq üçün polad 40X markalı material seçirik. Aparılan dişli çarxın səthinin bərkliyi isə HB 245 Aparan dişli çarxın səthinin bərkliyi HB 270 qəbul edilir.

Buraxılabilən kontakt gərginliyini təyin etmək üçün :

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{S_{HP}} \quad (3.8)$$

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 \quad (3.9)$$

Aparan dişli çarxın dişləri üçün kontakt gərginliyinin həddi;

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ MPa}$$

Aparılan dişli çarxın dişləri üçün kontakt gərginliyinin həddi;

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ MPa}$$

Uzunömürlülük əmsalını aşağıdakı düstur vasitəsi ilə hesablayaq:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HL}}} \quad (3.10)$$

Burada N_{HO} - uzunmüddətli dözümlülük həddi, N_{HL} - dişli çarxın dişlərinin yüklənmə tsikillərinin sayıdır.

Aparan dişli çarx üçün isə $N_{HO} = 1,64 \cdot 10^5$,

Aparılan dişli çarx üçün isə $N_{HO} = 10^5$ qəbul edirik.

$$\begin{aligned} N_{HL} &= 365 \cdot 24 \cdot L \cdot K_{il} \cdot 583 \omega_2 n_\omega \left[\alpha_0 + \alpha_1 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_0} \right)^3 + \alpha_2 \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_0} \right)^3 + \alpha_3 \left(\frac{\gamma_3}{\gamma_0} \right)^3 \right] \\ &= 365 \cdot 24 \cdot 10 \cdot 0,7 \cdot 0,5 \cdot 583 \cdot 12 \\ &\cdot 1 \left[0,003 + 0,15 \left(\frac{1}{1,4} \right)^3 + 0,35 \left(\frac{0,8}{1,4} \right)^3 + 0,5 \left(\frac{0,6}{1,4} \right)^3 \right] \\ &= 2,14 \cdot 10^8 \cdot 0,162 = 3468 \cdot 10^8 \end{aligned}$$

$N_{HL} > N_{HO}$ olduğundan $K_{HL} = 1$ qəbul edirik.

$S_{HP} = 1,15$ qəbul edirik və aparılan konusvari dişli çarx üçün buraxıla bilən kontakt gərginliyini aşağıdakı düsturla hesablayırıq.

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{S_{HP}} = \frac{560 \cdot 1}{1,15} = 487 \text{ MPa}$$

Yük əmsalının təyin edirik:

$K_{H\alpha} = 1,05$ qəbul edib, aparın dişli çarx konsol yerləşdiyindən $K_{H\beta} = 1,1$ qəbul edirik. $K_{H\nu} = 1,05$ qəbul edib aşağıdakı nəticəni alırıq.

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = 1,05 \cdot 1,1 \cdot 1,05 = 1,21$$

$K_{H\alpha}$ - yükün dişlər arasında qeyri-müntəzəm paylanmasını nəzərə alan əmsal;

$K_{H\beta}$ çarx çənbərinin eni boyu yükün qeyri-müntəzəm paylanmasını nəzərə alan əmsal;

$K_{H\nu}$ - dinamik əmsal olub dişli çarxların çevrəvi sürətindən və onların hazırlanma dəqiqliyindən asılı təyin edilir.

Dişin en əmsalını - $\psi_{bRe} = 0,283$ qəbul edirik.

Aparılan konusvari dişli çarxın xarici bölücü diametrini (d_{e2}) təyin edirik.

$$d_{e2} \geq 2 \sqrt[3]{\left(\frac{270}{\sigma_{HP}} \right)^2 \cdot \frac{K_H T_{H2} \cdot u_1}{(1 - 0,5 \cdot \psi_{bRe})^2 \cdot \psi_{bRe}}} = 2 \sqrt[3]{\left(\frac{270}{487} \right)^2 \cdot \frac{1,21 \cdot 530 \cdot 24 \cdot 10^3 \cdot 1}{(1 - 0,5 \cdot 0,283)^2 \cdot 0,283}} \approx 509 \text{ mm}$$

Aparan və aparılan çarxların dişləri sayını təyin edirik.

Aparan çarxın dişləri sayını $z_1 = 32$ qəbul edirik. Aparılan çarxın dişləri sayı isə

$$z_2 = z_1 u_{k\ddot{o}} = 32 \cdot 1 = 32$$

Olacaq.

Xarici çevrəvi modulu təyin edirik..

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{509}{32} = 15,9 \text{ mm.}$$

Dişlərin sayını və ötürmə ədədini dəqiqləşdiririk.

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_{te}} = \frac{509}{15,9} \approx 32$$

Onda,

$$z_1 = \frac{z_2}{u_1} = \frac{32}{1} = 32$$

$z_1 = 32$ qəbul edirik. Ötürmə ədədinin dəqiqləşdirilmiş qiyməti aşağıdakı kimi olacaq.

$$u_1 = \frac{z_2}{z_1} = 1$$

u_1 -in bu qiyməti standart qiymətdən fərqlənmir.

Xarici konus məsafəsini təyin edirik.

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z \sqrt{u_1^2 + 1} = 0,5 \cdot 9,3 \cdot 32 \cdot \sqrt{1^2 + 1} = 356 \text{ m}$$

Dişli çarxın çənbərinin eni isə aşağıdakı kimidir.

$$b = \psi_{bRe} R_e = 0,283 \cdot 356 \approx 100 \text{ mm}$$

$b = 100$ mm təyin edirik.

β_m bucağını dəqiqləşdiririk.

$$\text{tg } \beta_e > 3,5 m_{te} \frac{R_e - b}{R_e \cdot b} = 3,5 \cdot 15,9 \cdot \frac{356 - 100}{356 \cdot 100} \approx 0,4$$

Buradan $\beta_e 22^\circ \geq 14^\circ 30'$ alırıq. Şərt ödənilir.

$$\text{tg } \beta_m \geq \text{tg } \beta_e \cdot \frac{1}{1 - 0,5 \psi_{bRe}} = \frac{400}{1 - 0,5 \cdot 0,283} \approx 0,4659$$

buradan

$\beta_m > 16^\circ 50'$ alırıq. $\beta_m = 24^\circ 72'$ qəbul edirik. Şərt ödənilir.

Bölücü konus bucaqlarını təyin edirik.

$$\delta_1 = \arctg u_1 = \arctg 1 = 45^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ$$

Orta çevrəvi modul tapılır.

$$m_{tm} = m_{te} - \frac{b \sin \delta_1}{z_1} = 15,9 - \frac{59 \sin 45^\circ}{32} = 14,5 \text{ mm}$$

Dişli çarxların orta diametri aşağıdakı kimi tapılır

$$d_{tm} = m_{tm} z$$

$$d_{tm_1} = m_{tm} z_1 = 14,5 \cdot 32 = 464 \text{ mm};$$

Ötürmədəki normal modulu təyin edirik.

$$m_n = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e}\right) \cdot \cos \beta_m = 14,5 \left(1 - 0,5 \frac{100}{208}\right) \cos 24^\circ = 10 \text{ mm}$$

Yük əmsalının qiymətinin dəqiqləşdiririk..

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$$

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_e} = \frac{b}{m_{te} z_1} = \frac{100}{15,9 \cdot 32} = 0,19$$

$K_{H\beta} = 1,2$ qəbul edirik. $K_{H\alpha} = 1,05$ əmsalı ilişmədəki orta sürət və dəqiqlik dərəcəsiindən asılı olaraq seçilir. $K_{HV} = 1,16$ qəbul edilir.

Beləliklə ,

$$K_H = 1,2 \cdot 1,05 \cdot 1,16 = 1,46$$

Kontakt gərginliyini yoxlayaq.

$$\sigma_H = \frac{270}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_{H2} K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b u^2}} = \frac{270}{208 - 0,5 \cdot 59} \sqrt{\frac{530,24 \cdot 10^3 \cdot 1,46 \sqrt{(1^2 + 1)^3}}{100 \cdot 1^2}} = 379 \text{ MPa}$$

σ_{HP} -nın dəqiqləşdirilmiş qiyməti aşağıdakı düstura əsasən hesablanır.

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{H\alpha} \cdot z_R \cdot z_V \cdot z_\alpha \cdot K_{TH}}{S_H} \quad (3.11)$$

$\sigma_{Hlimb} = 560 \text{ MPa}$, $S_{HP} = 1,15$; $K_{H\alpha} = 1$; dişlərin emal təmizliyi $R_a = 3,2$ olduğundan $z_R = 0,98$ qəbul edirik. z_V – isə çevrəvi sürəti nəzərə alan əmsaldır.

$H > HB350$ və $v = 0,14 \text{ m/san}$ üçün $z_v = 1$ qəbul edirik. Qapalı ötürmələr üçün yağlamamı nəzərə alan əmsal $z_\alpha = 1$ qəbul olunur. Çarxın həndəsi ölçüsünü nəzərə alan əmsal $K_{XH} = 1$ qəbul olunur. ($d_w < 700 \text{ M}$).

$$\sigma_{HP} = \frac{560 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,15} = 477,2 \text{ MPa}$$

alırıq.

Qısa müddətli maksimum yük təsir etdikdən sonra dişdəki kontakt gərginliyi aşağıdakı düsturla hesablanacaq.

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{H1max}}{T_{H1}}} \leq \sigma_{HPmax} \quad , \quad (3.12)$$

Burada $\sigma_H = 477 \text{ MPa}$; $T_{H1max} = \gamma_0 T_{H1}$ və $\sigma_{Hmax} = 2,8 \sigma_{ax}$

$\gamma_0 = 1,4$; $\sigma_{ax} = 690 \text{ MPa}$ qəbul edirik.

$$\sigma_{Hmax} = 2,8 \cdot 690 = 1932 \text{ MPa}; \quad \sigma_H \sqrt{\frac{T_{H1max}}{T_{H1}}} = 477 \cdot \sqrt{1,4}$$

$$1932 \text{ MPa} > 564,3 \text{ MPa}$$

İlişmədə təsir edən qüvvələri təyin edirik.

Dişlərin çəplik istiqaməti sol qəbul edilir. Dişli çarxın böyük diametri tərəfdən baxdıqda valın saat əqrəbi istiqamətində qəbul edilir.

Çevrəvi qüvvə aşağıdakı kimidir.

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{tm1}} = \frac{2 \cdot 350}{464} = 1,5 \cdot 10^3 = 1500 \text{ N};$$

$$d_{tm1} = m_{tm} z_1 = 14,5 \cdot 32 = 464 \text{ mm}$$

Aparan dişli çarxa təsir edən radial qüvvəni isə aşağıdakı kimi hesablayaq.

$$\begin{aligned} F_{r1} = F_{t2} &= F_{t1} \sqrt{\frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_m}} (u_1 \operatorname{tg} \alpha_n - \sin \beta_m) \\ &= 1500 \frac{\sin 45^\circ}{\cos 24^\circ 72'} (1 \operatorname{tg} 20^\circ - \sin 24^\circ 72') = 2,76 \cdot 0,36 \cdot 0,29 \cdot 1500 \\ &= 432 \text{ N}. \end{aligned}$$

Aparan dişli çarxa təsir edən oxboyu qüvvə F_{a1} aşağıda yazılan düsturdakı kimi hesablanacaq:

$$F_{a1} = F_{r2} F_{t1} \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n + u_1 \sin \beta_m) = 1500 \frac{\sin 45^\circ}{\cos 24^\circ 72'} (\operatorname{tg} 20^\circ + 1 \sin 24^\circ 72')$$

$$= 1500 \cdot 2,76 \cdot 0,78 \cdot 1,18 = 381 \text{ N}$$

Dişin əyilmə möhkəmliyinə hesabı isə

$$\sigma_F = \frac{F_{t1} \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b m_n} \leq \sigma_{FP} \quad (3.13)$$

düsturu üzrə aparılır.

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$; $\Psi_{bd} = 0,31$ və $H < HB350$ qiymətləri üçün $K_{F\beta} = 1,3$ qəbul edirik.
 $v = 0,14$ m/san; $H < HB350$ və $K_{Fv} = 1,35$ qəbul edirik. O halda,

$$K_F = 1,3 \cdot 1,35 = 1,76$$

Y_F – ekvivalent dişlərin sayından asılı olaraq təyin ediləcək..

Aparan dişli çarx üçün ekvivalent dişlərin sayı;

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m} = \frac{32}{\cos 45^\circ \cdot \cos^3 24^\circ 72'} \approx 60,37 ;$$

Aparılan dişli çarx üçün ekvivalent dişlərin sayı;

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m} = \frac{32}{\cos 45^\circ \cdot \cos^3 24^\circ 72' \cdot 45} = 53,6 .$$

3.9. Zəncir ötürməsinin hesabı

Zəncir ötürmələrinin hesabı, ötürmələrin ölçüsü, forması, materialı və tətbiq ediləcəyi mühərrik qüvvətini nəzərə alır. Hesablamalar, zəncirlərin tələb olunan gücü daşıma qabiliyyəti, dayanıqlılığı, sürəti və möhkəmliyi üzrə aparılır. Bu hesablar, zəncirin seçilməsi, uyğun dəstəklərin yerləşdirilməsi, zəncirin məhsulun qorunması və dəyərləndirilməsi üçün əhəmiyyətlidir.

Mühəndislik standartları və prinsipləri, material elmi və mühəndislik məlumatları və laboratoriya sınaqları, optimal zəncir ötürmələri üçün tətbiq edilir. Hərəkətin bir və ya bir neçə vallar arasında elastik, sonsuz zəncir və ulduzcuqlar vasitəsilə ötürülməsi zəncir ötürməsi adlanır. Başqa sözlə, zəncir ötürməsi iki və daha çox ulduzcuğu əhatə edən sonsuz zəncirdən ibarətdir.

Zəncir ötürməsinin intiqalın sonuncu pilləsi olub, kiçik sürətlərdə böyük qüvvə ötürür. Ona görə də, diyircikcəkli intiqal zənciri seçirik.

Aparan ulduzcuğun valındakı burucu moment aşağıdakı kimidir.

$$T_1 = 350 \text{ Nm}$$

Zəncir ötürməsinin ötürmə ədədləri $u_{z_1} = 1,425$, $u_{z_2} = 1,92$ qəbul edilmişdir.

Aparan ulduzcuqdakı dişlərin sayı

$$z_3 = 31 - 2u_z = 31 - 2 \cdot 1,425 = 28$$

$$z_{\text{minimal}} = 19 - 2u_2 = 19 - 2 \cdot 1,92 = 15; z_3 = 15$$

qəbul edək. Aparılan ulduzcuqların dişləri sayı aşağıdakı kimidir.

$$z_4 = z_3 u_z = 15 \cdot 1,92 = 28$$

Hesabı yük əmsalı isə aşağıdakı düstur ilə hesablanacaq.

$$K_e = K_D K_a K_N K_p K_Y K_P$$

Hərəkət lentli konveyerə ötürüldükdən yük zərbəsiz olacaq və ona görə də dinamik yükləri nəzərə alan əmsal $K_D = 1$ qəbul edilir; mərkəzlərarası məsafəni nəzərə alan əmsal $a \leq (30 \div 60)t$ olduqda, $K_a = 1$ qəbul edilir. K_N – ulduzcuqların mərkəzlərini birləşdirən xəttin üfüqə meyl bucağını nəzərə alan əmsaldır. Baxılan ötürmə üçün $\gamma = 45^\circ$. $\gamma < 60^\circ$ olduqda $K_a = 1$ qəbul edilir. K_p – zəncirin tarımlığını tənzim etmə üsulundan aslı olan əmsaldır. Zəncirin tarımlığı periodik olaraq tənzimlənərsə, $K_p = 1,25$ avtomatik tənzimləmədə $K_p = 1$ qəbul edilir. K_Y – yağlama üsulunu nəzərə alan əmsaldır. Fasiləsiz damcılarla yağlamada $K_Y = 1$ qəbul edilir. K_P – iş növbələrinin sayını nəzərə alan əmsaldır, tapşırıqda verilən $K_e = 0,5$ iki növbə işləməni nəzərdə tutduğundan $K_p = 1,25$ qəbul edirik. Bu qiymətlərə əsasən

$$K_e = K_D K_a K_N K_p K_Y K_P = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,56$$

Zəncirlərin addımlarının təyini:

Zəncirin addımları aşağıdakı düstura əsasən hesablanır.

$$t \geq 2,8^3 \sqrt{\frac{T_3 K_e}{z_3 [P]^m}} \quad (3.14)$$

$n_3 = 52$ dövr/dəq-yə uyğun ilkin hesablamada $[P] = 30 \text{ MPa}$ qəbul edirik.

İkicərgəli zəncir üçün $m = 2$.

Bu qiymətləri düsturda yerinə yazsaq,

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{350 \cdot 10^3 \cdot 1,56}{15 \cdot 30 \cdot 2}} \approx 21,15 \text{ mm}$$

Cədvəl 56-dan (Mənbə: Z.Kərimov.,Ə.Həsənov.,K.Quliyev.,K.Rəhimov “Maşın hissələrindən kurs layihəsi.”Bakı-1983) $t = 31,75 \text{ mm}$, $F_r = 88500 \text{ N}$; $q = 38 \text{ N/m}$; $A = 524 \text{ mm}^2$ qəbul edirik.

Zəncirin sürəti

$$V = \frac{z_3 t_3 n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{15 \cdot 31,75 \cdot 52}{60 \cdot 10^3} = 0,41 \text{ m/san.}$$

Çevrəvi qüvvə

$$F_{t_3} = \frac{P}{v} = \frac{T_1 \omega_1}{v} = \frac{350 \cdot 12,56}{0,41} = 10721 \text{ N}$$

Oynaqdakı təzyiqli yoxlayaq;

$$P = \frac{F_{t_3} K_e}{A} = \frac{10721 \cdot 1,52}{524} = 31 \text{ MPa}$$

Mərkəzlərarası məsafə aşağıdakı kimidir;

$$a_3 = 40t = 40 \cdot 31,75 = 1270 = 1,27 \text{ m}$$

Zəncirin asılıb sallanmasından yaranan qüvvə isə;

$$F_t = K_f q a_3 = 2 \cdot 38 \cdot 1,27 = 97 \text{ N}$$

Burada K_f – maillik bucağını nəzərə alan əmsaldır. Maillik bucağı

$$\sin \gamma = \frac{H}{a} = \frac{1}{1,27} \approx 0,7$$

$\gamma = 50^\circ$ olduğundan $K_f = 2$ qəbul edirik.

Ehtiyat əmsalı aşağıdakı kimidir;

$$S = \frac{F_r}{K_D F_{t_3} + F_t + F_v} = \frac{88500}{1 \cdot 10721 + 97 + 6,38} = 75,35$$

Mərkəzdənqaçma qüvvəsi isə;

$$F_v = qv^2 = 38 \cdot 0,41^2 = 6,38 \text{ N.}$$

Aparan ulduzcuğun valına düşən qüvvə aşağıdakı kimidir;

$$R_3 = F_{t_3} + 2F_t = 10721 + 2 \cdot 97 = 10915 \text{ N.}$$

Zəncir ötürməsindəki həndəsi ölçülərin təyini:

Ulduzcuğun bölücü diametri aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$d_{\sigma} = \frac{t}{\sin \frac{180^{\circ}}{z}} ;$$

xarici diametri

$$D_e = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^{\circ}}{z}} + 0,6 t$$

dusturu ilə hesablanır. Aparan ulduzcuq üçün

$$d_{\sigma} = \frac{t}{\sin \frac{180^{\circ}}{z_3}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{15}} = 152,7 \text{ mm}$$

$$D_{e_1} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^{\circ}}{z_3}} + 0,6 t = \frac{31,75}{\operatorname{tg} \frac{180}{15}} + 0,6 \cdot 31,75 = 168,4 \text{ mm}$$

Aparılan ulduzcuq üçün

$$d_{\sigma_2} = \frac{t}{\sin \frac{180^{\circ}}{z_4}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{28}} = 283 \text{ mm}$$

$$D_{e_2} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^{\circ}}{z_4}} + 0,6 t = \frac{31,75}{\operatorname{tg} \frac{180}{28}} + 0,6 \cdot 31,75 = 300 \text{ mm} .$$

IV FƏSİL. NAR GİLƏLƏYƏN MAŞININ GİLƏ AYIRAN VƏ QABIQ KƏNARLAŞDIRAN MEXANİZMINİN LAYİHƏ HESABATI(Mürsəlov E.E.)

4.1.Gilənmənin zərbə nəzəriyyəsinə görə dinamikası

Nar meyvəsi bunkerdən pereforsiya barabanına daxil olduğdan sonra kürəklər vasitəsi ilə çox saylı zərbələrə məruz qalaraq qabıq və gilə olaraq iki hissəyə ayrılır. Bu halda endirilən zərbənin miqdarıda olduqca böyük önəm kəsb edir. Çünki endirilən zərbə kiçik olduqda nar giləsini qabıqdan qoparmaq üçün kifayət etməz bu zaman nar giləsi qabıqda qalacaq bu isə itginin coxalmasına səbəb olacaqdır. Əks hal yəni endirilən zərbə böyük olduğu zaman narın bütövlükdə əzilməsinə zəmin yaradacaqdır bunun isə yaxşı hal olduğunu demək olmaz.

Sadaladıqımız halları gözdən keçirdikdə aydın şəkildə görünürki nara endirilən zərbə optimal olmalıdır. Bunun üçündə gilənmədə endirilən zərbələrin dinamikasını zərbə nəzəriyyəsi mövzusunda bəzi hesablamalardan istifadə edərək təyin edə bilərik.

Hərəkətdə olan iki cism nar və kürək bir-biri ilə toqquşur aydındır ki cismlər toqquşduğu zaman onlar bir-birinə müəyyən təsir buraxır və bununda nəticəsində hərəkətlərinin xarakteri dəyişməklə bərabər,özlərinin də şəkilləri dəyişmiş olur yəni qarşılıqlı deformasiyaya meydana çıxır amma burada amma burda kürək materialca bərk olduğundan deformasiyaya uğrayan tərəf nar olur.

Toqquşan cismlərin aldıkları deformasiyalar müəyyən elastiklik qüvvələri ilə əlaqədar olduğu üçün bu qüvvələr ancaq toqquşma müddətində təsir edir. Olduqca kiçik zaman müddətində təsir edən belə elastiklik qüvvələri çox böyük qiymətlər ala bildikləri üçün zərbə qüvvəsi onların impulsları isə zərbə impulsu adlanır.

Adi qüvvələrdən fərqli olaraq zərbə qüvvələri olduqca kiçik zaman müddətində toqquşan cismlərin sürətlərin çox kəskin sürətdə dəyişdirir .Odur ki zərbə hadisəsi deyildikdə maddi nöqdənin və cismin zərbə qüvvəsi təsiri altında sürətinin olduqca kiçik zaman müddətində sonlu artım aldığı düşünülməkdədir. Narın kurəyə toxunduqu momentdəki sürəti v -dir.

Olduqca kiçik zaman müddəti keçdikdən yəni zərbə qurtardıqdan sonra onun sürəti u -olur . Narın sürəti olduqca kiçik zaman müddətində $u - v$ sonlu artımını almış olur.Fərz etsək ki bundan sonra maddi nöqdənin müstəvi ilə toqquşması kimi zərbə hadisəsində bu nöqdənin zərbədən əvvəlki sürətini v zərbədən sonrakı sürətini u ilə olduqca kiçik zərbə müddətini isə τ -ilə işarə etsək.Buradan hərəkət miqdarı teoreminə əsasən aşağıdakı ifadəni yaza bilərik

$$mu - mv = S \quad 4.1$$

Bu ifadədə hərəkət miqdarının sol tərəfdəki artımı sonlu olduğu üçün söz yox ki S impulsuda sonlu olacaqdır S-impulsuna zərbə impulsu deyilir.

1 ifadəsinin koordinat oxları üzərinə olan proyeksiyaları üçün

$$\begin{aligned} mu_x - mv_x &= S_x \\ mu_y - mv_y &= S_y \\ mu_z - mv_z &= S_z \end{aligned} \quad 4.2$$

kimi olmalıdır.

Təsir altında zərbə əmələ gələn qüvvəni zərbə qüvvəsi adlandıraraq onun orta qiymətini F_{or} –ilə işarə etsək

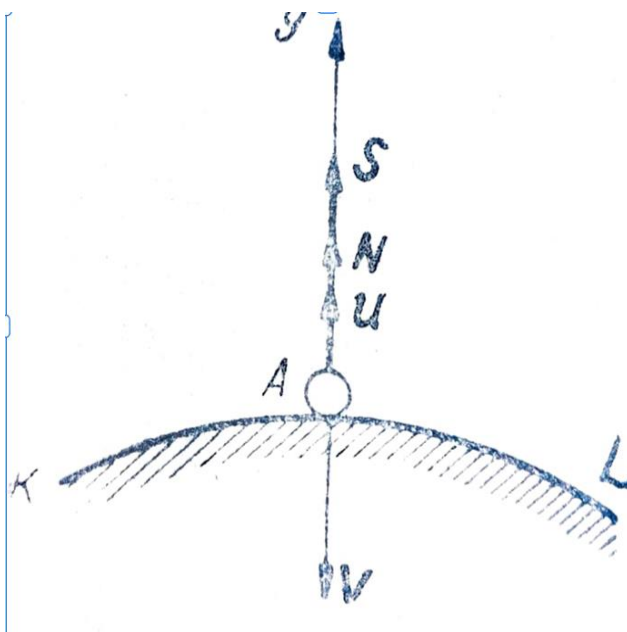
$$F_{or} \times \tau = S \quad 4.3$$

Olar

İfadədəki τ -olduqca kiçik S isə sonlu kəmiyyətdir buna görə də söz yoxki F_{or} -qüvvəsi çox böyük qüvvə olmalıdır . Zərbə qüvvələrini praktiki sürətdə ölçmək çox çətindir . Odur ki zərbə nəzəriyyəsində zərbə qüvvəsi yox əvəzində zərbə impulsundan istifadə olunur. Çünki sonlu qiymətə malik olan zərbə impulsunu hesablamaq üçün hərəkət miqdarının artımını hesablamaq kifayət edir.

Zərbə nəzəriyyəsində onada fikir vermək lazımdırki zərbə vaxtı zərbə qüvvələrindən başqa adi sonlu qüvvələrdə iştirak edə bilər misal olaraq ağırlıq qüvvəsini göstərmək olar . Söz yox belə qüvvələrin olduqca kiçik olar buna görə də zərbə impulsu yanında çox kiçik olduğuna görə nəzərdən atıla bilər.Bundan başqa zərbə vaxtı zərbə alan cismin öz yerini olduqca az miqdarda dəyişdirdiyinə də fikir

vermək lazımdır belə ki cism olduqca kiçik τ -müddətində yerini sonlu miqdarda dəyişməyə vaxt tapmır. Buna görə də zərbə nəzəriyyəsində maddi nöqdənin olduqca kiçik miqdarda olan yerdəyişməsini adətən nəzərə alınmır. Fərz edək ki nar meyvəsi şaquli sürətdə v sürəti ilə kürəyin üzərinə düşür. Bu vaxt v sürətinin istiqaməti həmin səthə olan normal üzərinə düşəcəkdir.



Şəkil 4.1

Kürəciyin zərbədən sonrakı sürətinin u ilə işarə etsək burada zərbə vaxtı kürəciyə təsir edən zərbə qüvvəsi səthin N reaksiya qüvvəsindən ibarət olur. Kürəciyin ağırlıq qüvvəsi yuxarıda qeyd edilmiş mühakiməyə görə nəzərə alınmır. Səthin N reaksiya qüvvəsi dedikdə biz bu reaksiya qüvvəsinin orta qiymətini nəzərdə tuturuq. Buna görə də həmin reaksiya qüvvəsinin t -müddətinə olan hasilini bizə S zərbə impulsunu verir. Baxdığımız hadisədə bizə S impulsunu və zərbədən sonrakı u sürətini tapmaq lazım olur. Buna görə hərəkət miqdarı teoreminə əsasən

$$mu - mv = S$$

yazılır. Koordinat oxlarından Y oxunu sürətlərin üzərinə salmaqla onu yuxarıya istiqamətləndiririk onda (1) ifadəsinin Y oxu üzərinə proyeksiyalandırmaq və $u_y = u$, $v_y = -v$ nəzərdə tutulmaqla

$$mu + mv = S$$

alırıq. Bizim axtardığımız hər iki məhsul. (2) tənliyinə daxil olduğu üçün bu tənlikdən iki məçhul tapıla bilməz buna görə bir ədəd əlavə tənlik qurmaq lazım gəlir. Bu əlavə tənlik zərbə zamanı meydana çıxan hadisənin xarakteri ilə əlaqədardır. Narın zərbə hadisəsinə fikir verdikdə görürükki nar səthin N reaksiyasının təsiri altında deformasiya almağa başlayır bununla yanaşı olaraq sürət kiçilir və sıfır qiymətini alır. Burada nar yerinə elastiki simdən söhbət getsəydi zərbənin ilkin mərhələsində cism elastiklik qüvvəsinin təsiri altında öz formasını bərpa etməyə başlayacaqdı və bu vaxt onda yığılmış potensial enerji yenidən kinetik enerjiyə çevrilir. Əyər zərbənin ilkin mərhələsində kürəciyin topladığı bütün potensial enerji tamamilə kinetik enerjiyə çevrilərsə bu zaman enerjinin itməsi qanununa görə

$$\frac{mu^2}{2} = \frac{mv^2}{2}$$

yazılır və buradan da

$$u = v$$

olduğu tapılır. Cismin bu haldakı zərbəsinə mütləq elastiki zərbə deyilir. Amma bizim baxdığımız hal nara görə olduğu üçün hələ zərbənin birinci mərhələsində qurtardığı halda rast gəlinir. Bu vaxt deformasiya olunmuş nar əvvəlki formasını bərpa edə bilmir və səthin üzərindən daha sıçramır yəni sürəti sıfır qalmağa davam edir. Aydınırki bu haldakı əlavə tənlik

$$u = 0$$

Şərtindən ibarət olur. Bu kimi zərbələrə mütləq qeyri-elastiki zərbə deyilir. Praktikada baş verən zərbələrin çoxu nə mütləq elastiki nə də mütləq qeyri-elastiki deformasiya zərbəsinə aid edilə bilər. Çünki həqiqi elastiki cismlərin zərbənin ilkin mərhələsində potensial enerji kinetik enerjiyə tamamilə olmasada qismən çevrilir. Potensial enerjinin o biri cismin bir hissəsi qalıcı deformasiyanın yaradılmasına bir hissəsi də istilik və başqa enerjilərə çevrilir. Beləliklə də zərbədən sonrakı u sürətini zərbədən qabaqki v sürətindən kiçik alınır ($v > u$). Bu sürətlər arasında ümumiyyətcə

$$u = kv$$

İfadəsi yazıla bildiyi üçün buradan

$$k = \frac{u}{v}$$

olur.

Düz zərbədə zərbədən sonrakı sürətin qiyməti ilə zərbədən qabaqkı sürətin qiyməti arasında olan nisbətə bərpalanma əmsalı deyilir və k -ilə işarə edilir. Aydınırki k əmsalı vahiddən böyük ola bilməz o ancaq sıfır ilə vahid arasında qiymət ala bilər .

Mütləq elastiki zərbə üçün $k=1$ mütləq qeyri-elastiki zərbə üçün $k=0$ olur.

K bərpalanma əmsalı təcrübə vasitəsi ilə tapıla bilər. Bunun üçün cismin hansı h_1 hündürlüyündən düşdüyü və zərbədən sonra hansı h_2 hündürlüyünə qalxdığını ölçmək lazımdır

$$v = \sqrt{2gh}$$

düsturuna əsasən

$$v = \sqrt{2gh_1} \text{ və } u = \sqrt{2gh_2}$$

yazıb buradan

$$k = \frac{u}{v} = \sqrt{\frac{h_2}{h_1}}$$

Olduğunu tapırıq.

4.2. Giləayıran mexanizmin konstruktiv və layihə hesabı

İstehsalat prosesini zamanı narın gilələrini qabığından ayırmaq üçün üzüm emalı zavodlarında istifadə olunan vallı xırdalayıcı cecəayıran maşından faydalanırlar. Üzüm üçün istifadə olunan bu maşın 10,20 t/saat məhsuldarlığa qadirdir. Sözü gedən bu maşının digər bir üstün cəhəti ondan ibarətdirki keyfiyyətli şirə almaq üçün əlverişlidir. Bu texnika, baxmayaraq ki, üzüm emalı üçün olduqca əlverişlidir, amma nar emalı üçün bir o qədər də işəyararlı deyil, buna səbəb kimi nar emalı zamanı nar meyvəsinin lazım olandan artıq əzilərək qabığında olan acı suyun hasil olunan təmiz şirəyə qarışaraq acı tam verməsidir. Bu zaman acılıqı aradan qaldırmaq üçün islənmiş şəkərdən istifadə olunur buda müəsisə üçün xoş bir hal deyil. Bu mövzu üzərində

araşdırmalar və elmi yeniliklər az olduğundan istifadə olunan texnikanın dahada təkmilləşdirilərək layihələndirilmə zamanı daha ideal tənzimləmələr, daha doğru konstruksiyaların seçilməsinə ehtiyac duyulur.

Barabanlı maşınları layihələndirərkən onların baraban gövdələrini bandajları diyircək dayaq stansiyalarının möhkəmlik hesabları aparılır. Kicik sürətlə fırlanan maşınlarda qurğunun xarakterik parametrləri yerinə yetirilən diyirlənmələrin $m=8$, məhsulun getdiyi yol S , məhsulun barabanda qalma müddəti t , məhsuldarlıq Q olur.

Vallı xırdalayıcı cecə ayıran maşının əsas hissələrinə biridə gilənin qabıqdan ayrılmasına xidmət edən gilə ayırıcı mexanizmdir. Gilə ayıran mexanizim dedikdə pereforsiya edilmiş baraban nəzərdə tutulur.

Kürəklərin zərbəsi nəticəsində nara endirilən zərbə zamanı gilələr dənələnərək qabıqla birlikdə barabana tökülür. Dənələr barabanın gözənlərindən keçəcək qədər kiçik olduğundan ələnərək xaric olur. Amma narin qabığı həcimcə böyük olduğundan eyni halın baş verdiyini demək olmaz, qabıqlar iri olduğundan suzgəcdən keçə bilmir və qabıq kənarlaşdırıcı mexanizim vasitəsi ilə xaric olur. Aşağıdakı ifadələrdə gilə ayıran mexanizim üçün bəzi xarakteristikalar göstərilmişdir.

1-düsturunun köməyi ilə nar meyvəsinin barabanda qalma müddətini hesablaya bilərik.

$$t = \frac{3}{4} \times \frac{L}{R} \times \frac{2\delta_{or} - \sin 2\delta_{or}}{\omega \sin^3 \delta_{or} \operatorname{tg} \varepsilon} \quad (4.1)$$

Barabanın kütlə məhsuldarlığı 2-düsturu ilə hesablanır

$$Q = \frac{2}{3} R^3 \omega \rho \sin^3 \delta_{or} \operatorname{tg} \varepsilon \quad (4.2)$$

Yuxarıda qeyd olunan düsturlardakı parametrlər R - barabanın radiusu, L -uzunluğu, $2\delta_{or}$ –yüklənmə seqmentinin mərkəzi bucağı, ρ məhsulun təbii səpilmə sıxlığı (kg/m^3) və β təbii dağılma bucağıdır, ω –barabanların bucaq sürətidir (san^{-1})

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1 + \zeta \cos \beta}{\sin \beta} = 40,9$$

ζ -eksperiment yolu ilə müəyyən edilən əmsaldır $\zeta = 0,83 \div 0,94$

α_1 -barabanın oxunun üfiqə nəzərən maillik bucağıdır ($\alpha_1 = 1 \div 4^\circ$)

1-düsturunun köməyi ilə barabanın ölçülərini təyin edə bilərik

$$L = \frac{4tR(\omega \sin^3 \delta_{or} \times t g \varepsilon)}{3(2\delta_{or} - \sin \delta_{or})} \quad (4.3)$$

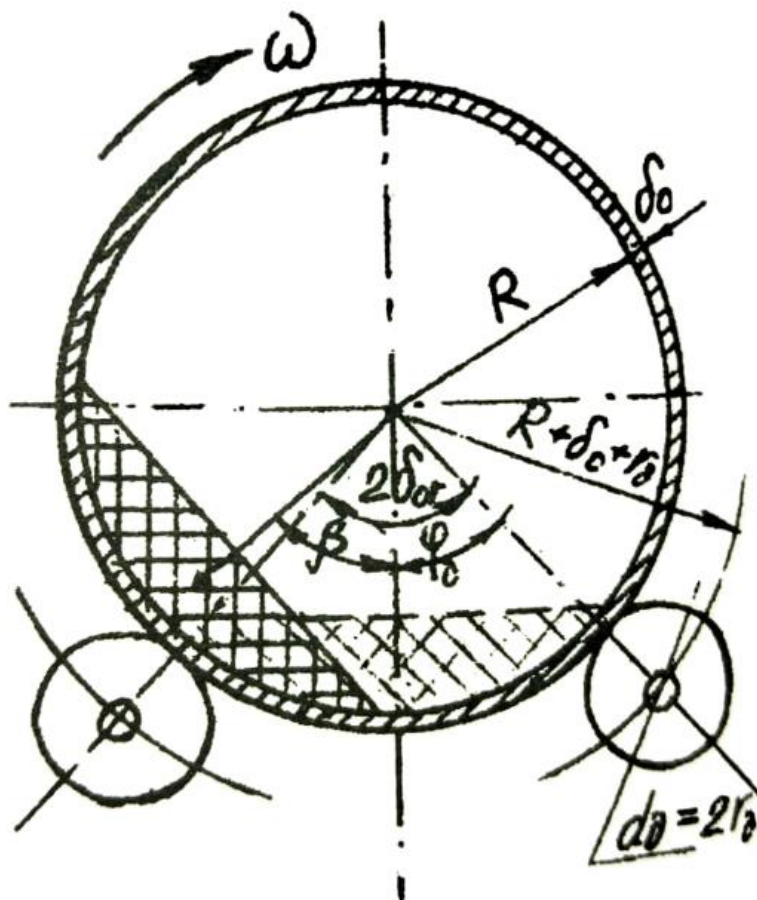
$$\delta_{or} = 110^\circ$$

Barabanın radiusu üzüm üçün işlənən maşında $R=375\text{mm}$ qəbul edilmişdir

Barabanın radiusunu məhsuldarlıq düsturundan istifadə edərək təyin edə bilərik

$$R = \left[\frac{Q}{2,1\rho \sin^3 \delta_{or} t g \varepsilon \mu} \right]^{\frac{2}{5}}$$

Şəkil 4.1-də barabanın en kəsiyi təsvir olunmuşdur.



Şəkil 4.1 Barabanın en kəsik sahəsi (Mənbə: Əzizov Ə.A., Yeyinti istehsalı maşın və aftomatlarının layihələndirilməsi, Bakı 2014)

Barabanın ona təsir edən ağırlıq qüvvələri (məhsulun, silindirik həlqənin, barabanın və digər elementlər; bandajlar, birləşdirici flanslar və s.) təsirindən möhkəmliyi hesablanır.

Məhsulun ağırlıq qüvvəsi

$$G_m = Qgt \quad (4.4)$$

düsturundan istifadə edib hesablayaq

$$G_m = Qgt = 20000 \times 11,2 \times 9,8 \times \frac{1}{3600} = 609,7N$$

Olaq təyin edilmişdir

Silindirik həlqənin ağırlıq qüvvəsi

$$G_0 = \pi DL\delta_0\rho_0g = 3,14 \times 0,75 \times 1,4 \times \frac{110 \times 3,14}{180} \times 9,8 \times 820 = 50,84N$$

bu düsturla, gövdənin ağırlığı isə aşağıdakı düsturla təyin olunur.

$$G_g = 8\pi DL = 3,14 \times 0,75 \times 1,4 \times 0,0015 = 0,005N$$



(a)



(b)

Şəkil 4.2 Perforasiya barabanı

(Mənbə: <https://images.app.goo.gl/QMX8sW28fv3hWbp18>)

Barabanın kritik böhran sürəti frud kriteriyasına görə təyin edilir

$$F_r = \frac{\omega^2 R}{g} < 1 \quad (4.5)$$

Burada ω –barabanın bucaq sürəti R-barabanın daxili radiusudur g-sərbəst düşmə təcilidir $g = 9,81 \text{ m/san}^2$

$$\omega < \sqrt{\frac{g}{R}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,375}} = 15,6 \text{ san}^{-1} \quad \text{və ya} \quad R < \frac{g}{\omega^2}$$

g-in qiymətini düsturda nəzərə alaraq

$$\omega < \frac{3,15}{\sqrt{R}}$$

Reallıqda

$$\omega = \mu \times \frac{3,15}{\sqrt{R}}$$

Qeyd etmək lazımdırki ifadədəki μ -əmsalı 0,7-0,9 hədlərində qəbul edilir

4.3. Qabıqayıran mexanizmin kinematik parametrlərinin təyini, konstruktiv ölçülərinin seçilməsi və ayrılan qabıqın kənarlaşdırılması yolu

Nargilələyən maşında narın qabıqını giləşindən ayırıb və daha sonra kənarlaşdırmaq üçün əvvəlcə ona zərbələr endirərək parçalayıb giləşini ayırıb daha sonra qabıq kənarlaşdırın mexanizim vasitəsi ilə xaric edilir. Bu prosesi yerinə yetirmək üçün gilə ayıran maşının barabanın daxilində üzərində müxtəlif bucaqlar altında düşünülmüş çırpıcı kürəklər olan üfiqi yerləşdirilmiş val konstruksiyaya edilmişdir.

Öz oxunda çəpəki vəziyyətdə bərkidilmiş çırpıcı kürəklərin sərt materialdan olması tələb olunur. Kürəklər bolt-sancaq cütü ilə vint xətti boyu bərkidilmiş və sonuncu kürək yerində barabanda yığılan qabığı kənarlaşdırmaq vəzifəsini yerinə yetirən maili kürək qoyulmuşdur. Kürəklərin yaratdığı vint xətti iki girişdən ibarət olub vint boyu addımı $t = 240 \text{ mm}$ olur. Bu zaman ayrılan qabıq və gilələrin xaric edilməsi səbəbi ilə 9,10 aralığında pəncərə nəzərdə tutulmuşdur.

Nar meyvəsi parcalanıb, gilələndikdən sonra ayrılan gilə baraban vasitəsi ilə kənarlaşdırılır ayrılan qabıq kütləsi kürəklər qabıqa çırpılıb itələyərək barabanın sonuna çıxış nöqdəsinə, xaric etmə pəncərəsinə itələyir valın son hissəsində isə kənarlaşdırma təyinatlı kürək yerləşir. Kürəyin qabıqı kənarlaşdırması üçün tələb olunan gücü təyin edə bilərik

$$Q_q = Q_n \times 0,48 = 20000 \times 0,48 = 9600 \text{ t/san}$$

$$Q_q^n = Q_q \cos \varphi = Q_q \cos 55^\circ = 3,192$$

$$F_s = Q_q^n \times 0,3 = 3,192 \times 0,3 = 0,957 \text{ N}$$

$$M_b = F_s R = 0,957 \times 0,75 = 0,717$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \times 62,5}{30} = 6,541 \text{ dövr/dəq}$$

$$N = \frac{M_b \omega}{1000 \times \eta} = \frac{0,717 \times 6,541}{1000 \times 0,99} = 0,0047 \text{ Vt}$$

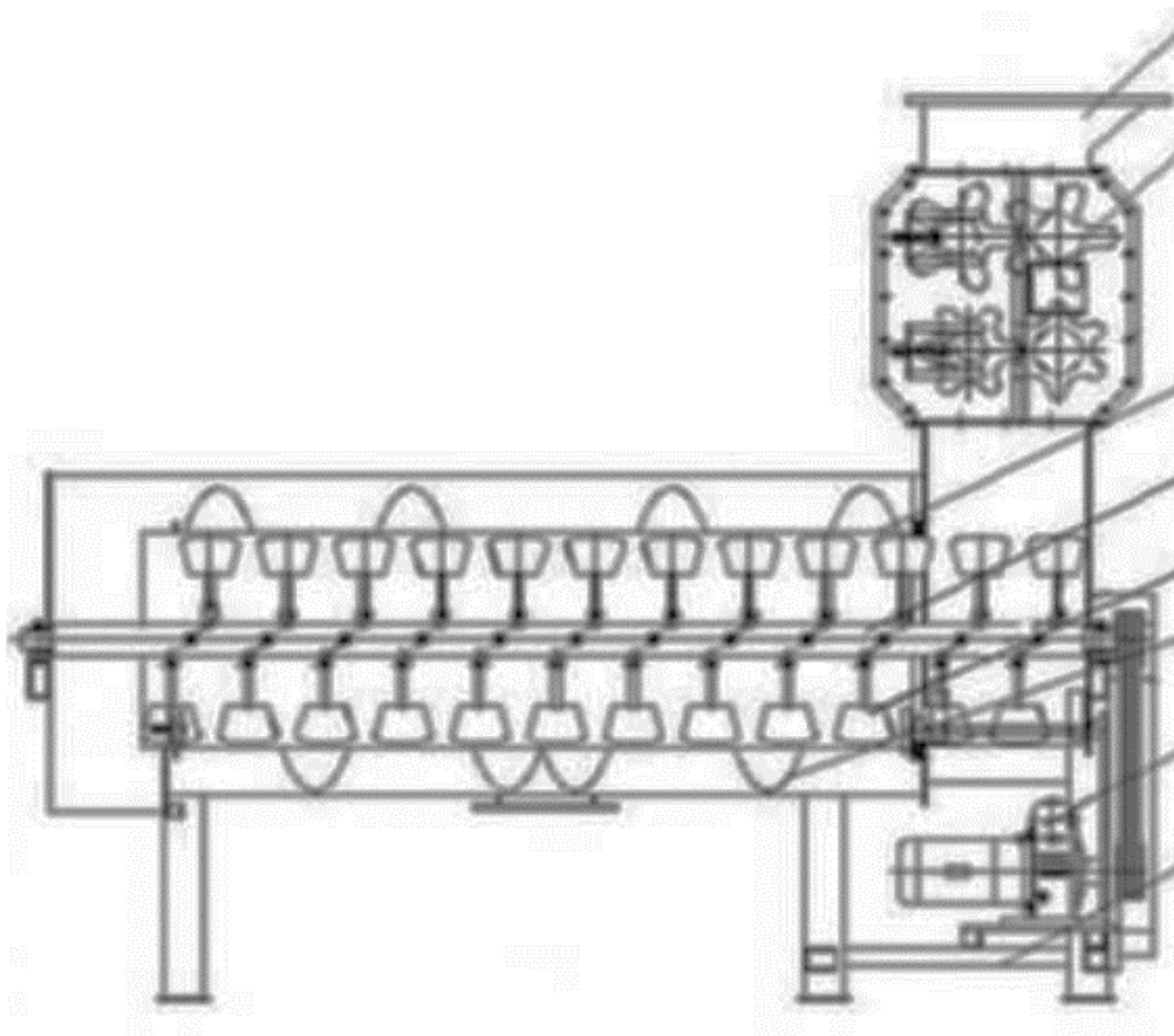
qeyd etmək lazımdır ki düsturda $n_v = 62,5 \text{ D/dəq}$ qəbul edilir

η -sabit kəmiyyətdir və qiyməti 0,99 götürülür

ω -valın bucaq sürəti

Q-məhsuldarlıq $Q = 20 t/saat$

Aşağıdakı şəkildə qabıq ayıran mexanizmin görünüşü təsvir olunmuşdur.



Şəkil 4.4 Nar gilələyən maşının qabıq ayıran mexanizmi (Mənbə:

<https://images.app.goo.gl/F8wjdp1rWB8fEvYY7>)





Şəkil 4.5 Kürəkli valın ümumi görünüşü (Mənbə:

<https://images.app.goo.gl/cqhZUS7rY9yxqYT66>)

Narın giləsini qabığından ayıran maşında barabanın dövrlər sayı

$n_b = 10,5 \frac{\text{dövr}}{\text{dəq}}$ seçilmişdir, əlbətdəki bu sayı 15,6 dövr/dəq qədər artırmaq mümkündür.

Bu hesabdən çirpici valın dövrlər sayı

$$n_c = 8 \times n_b = 8 \times 10,5 = 84 \text{ dövr/dəq}$$

Düsturdakı 8-çirpici kürəklərin, n_b -zərbələrin optimal sayıdır

Dozalaşdırıcının dövrlər sayını da təyin etmək mümkündür bunun üçün

$$n_d = \frac{n_c}{2} = 42 \text{ dövr/dəq}$$

Düsturundan istifadə olunur.

4.4. Pereforasiya barabanının təsirindən diyircəklərdə dayaq reaksiyasının hesablanması və əyici moment epürlərinin qurulması

Narın gilələrini qabığından ayıran xırdalayıcı cecə ayıran maşının əsas hissələrindən biridə diyircəklərdir. Bu diyircəklər bir çox qüvvələrin təsirinə məruz

qaldığından diyircəyə düşən qüvvəkəri hesablamaq lazım gəlir. Bu qüvvələrdən biridə diircəklərdə yaranan dayağ reaksiyasıdır.

Gövdəyə düşən ümumi yükü G barabanın uzunluquna bölüb və bu intensivliyi q barabanının uzunluğu boyu bərabər yayılmış yük kimi qəbul edib onun statik hesabətını aparsaq. Hər dayağ diyircəyində reaksiya qüvvəsini təyin etmiş olarıq.

$$T = \frac{G}{4} = \frac{711,385}{4} = 177,846N$$

Əgər barabanın iki yerdən diyircəkli dayağ üzərində oturdularsa onda onun hesabətını statik həll olunan tir kimi, üç və daha artıq dayağ üzərində oturdulubsa onda statik həll olunmayan tir kimi hesablayırlar. Sonuncu məqsədlə tiri iki ayrı dayaqlı tirlərə bölüb tarazlıq şərtində onların dayağ reaksiyalarını təyin edirlər. Barabanın intensivliyi

$$q = \frac{G}{L} \quad (4.6)$$

düsturundan hesablaya bilərik ;

$$q = \frac{G}{L} = \frac{711,385}{1,4} = 508,13 \text{ N/m}$$

Daha sonra əyici momenti ayrı ayrı kəsiklər üzrə də hesablamaq mümkündür

$$M_{\text{əy}} = q \times \frac{X_1^2}{2} - R_y X_2$$

Burada $q = 508,13$, $X_1 = 0,4 \text{ m}$, $X_2 = 0,8612 \text{ m}$, $R_y = 247,856 \text{ m}$ olduğunu bilərək

$$M_{\text{əy}} = q \times \frac{X_1^2}{2} - R_y X_2 = 508,13 \times \frac{0,4^2}{2} - 247,856 \times 0,8612 = 193,051 \text{ N}$$

Maksimum əyici momentə görə silindirik gövdənin divarının qalınlığı aşağıdakı möhkəmlik şərtindən təyin edilir.

$$\sigma_{\text{əy}} = \frac{M_{\text{əyMax}}}{w} \leq [\delta_{\text{əy}}] \quad (4.7)$$

düsturdaki w silindirik gövdənin en kəsiyinin müqavimət momentidir

$$W = \pi \delta_t R^2 \quad (4.8)$$

düsturundan təyin edilir. Buradan

$$\delta_q = \frac{M_{\text{aymax}}}{\pi R^2 [\sigma]_{\text{ay}}} \quad (4.9)$$

Gövdənin qaynaq tikişləri boyu zəifləməsini nəzərə alıb $\delta_2 = (1,35 \div 1,40)\delta_T$ qəbul edilir.

$[\sigma]_{\text{ay}}$ -gövdənin materialının əyilmədə buraxıla bilən gərginliyidir. Normal temperatur şəraitində kiçik sürətli barabanlar üçün $[\sigma]_{\text{ay}} = 25 \div 30 \text{ MPa}$ qəbul edilir.

Baraban tipli maşınlarda ən məhsuliyətli hissələrdən biridə bandajlar hesab edilir. Bandajların sıradan çıxması maşının uzun zaman bərpaya dayanmasına gətirib çıxarır bunun üçün bandajları daha möhkəm materildən polad 45Л, 50Л, 55Л-i bunlara misal göstərmək olar. Diyircəkləri isə nisbətən daha yumuşaq materildən məsələn polad 35Л, 40Л markasından istifadə edirlər.

Dayaqlardakı reaksiya qüvvəsi bandajlardakı yükə uyğun gəlir. Hər bandajdakı reaksiya qüvvəsi iki diyircəkli dayaq üçün bölüşdürülür

$$R = \frac{R_y}{2 \cos \psi} \quad (4.10)$$

buradan

$$R_y = \frac{T}{4 \cos \psi} = \frac{177,84}{4 \times \cos 55^\circ} = 2020 \text{ N}$$

4.5. Əyici moment epürlərinin qurulması

Yüklü bandaj statik həll olunmayan kontruksiya olub Maksvell-Mor, Kastilyano teromi elastik mərkəz üsulu ilə həll oluna bilər Maksvell- Mor üsulundan istifadə edib bandajı bağlı konturlu çərçivə kimi təsəvvür edək. Sistemin ətalət oxları üzrə əlaqə qüvvələrinin $X_1 X_2 X_3$ ilə işarə etsək onları aşağıdakı ifadə ilə hesablaya bilərik.

$$x_1 = -\frac{R_y R}{\pi} \left[\frac{1}{4} + \frac{1}{2} (\pi - \alpha) \operatorname{tg} \alpha \right]$$

$$X_2 = 0$$

$$X_3 = \frac{R_y R}{\pi} \left[\frac{2}{\pi} - \frac{1}{4} + \frac{1}{2 \cos \alpha} - \frac{1}{2} (\pi - \alpha) \operatorname{tg} \alpha \right]$$

buradan

$$X_1 = \frac{R_y}{\pi[0,25 + 0,5(\pi - \alpha)tg\varepsilon]} = \frac{2020}{3,14[0,25 + 0,5(3,14 - 110^\circ)tg110^\circ]}$$

$$= \frac{2020}{3,14(0,25 + 1,56 \times 0,042)} = 2020N$$

$$X_2 = 0$$

$$X_3 = \frac{2020 \times 0,75}{3,14} \left[\frac{2}{3,14} - \frac{1}{4} + \frac{1}{2\cos110^\circ} - \frac{1}{2}(\pi - 110^\circ)tg110^\circ \right]$$

$$= 482,4 \left[0,636 - 0,25 + \frac{1}{2 \times 0,40} - 0,5(\pi - 110^\circ) \times 0,044 \right]$$

$$= 291,12N$$

Bandajın yalnız aşağı yarımqərçivəsində təyziq olduğundan yükün intensivliyi

$$q = \frac{2R_y \cos\alpha}{\pi R} \quad (4.11)$$

buradan intensivliyi hesablayaq

$$q = \frac{2R_y \cos\alpha}{\pi R} = \frac{2 \times 247,856 \times \cos110^\circ}{3,14 \times 0,375} = \frac{84,756}{1,1775} = 71,988$$

$\alpha = \rho - \varphi$ – dir φ –diyircəklərin şaqulə nəzərən bərkidilmə bucağıdır Yazılmış q yükündən yaranan moment

$$M_r = -\frac{R_y R}{\pi} \left[\cos\varphi - \frac{2\varphi - \pi}{2} \sin\varphi \right]$$

φ -bucağının müxtəlif intervalları üçün əyici momenti vardır;

$$0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} \quad M_\varphi = X_3 + X_1 R(1 - \cos\varphi)$$

$$\frac{\pi}{2} < \varphi < \alpha \quad M_\varphi = X_3 + X_1 R(1 - \cos\varphi) + M_r$$

$$\alpha < \varphi \leq \pi \quad M_\varphi = X_3 + X_1 R(1 - \cos\varphi) + M_r - TR \sin(\varphi - \alpha)$$

Yuxarıdakı hesablamalara əsasən düsturda verilən X_1 X_2 X_3 və R vahidlərinin qiymətləri müəyyənləşdirilmişdir. Həmin vahidlərin düsturda yerinə qoyulması nəticəsində;

$$\varphi = 0^\circ \quad M_\varphi = X_3 + X_1 R(1 - \cos\varphi) = X_3 = 291,1$$

$$\varphi = \frac{\pi}{2} \quad M_\varphi = X_3 + X_1 R \left(1 - \cos\frac{\pi}{2} \right) = X_3 + X_1 R = 1806,1$$

$$\varphi = \alpha \quad M_\varphi = X_3 + X_1 R(1 - \cos110^\circ) = X_3 + X_1 R = 614,074$$

$$\varphi = \pi \quad M_\varphi = X_3 + X_1 R(1 - \cos\pi) = X_3 + 2X_1 R = 1806,1$$

Hesabı əyici momentin dəyişmə xarakteristikası şəkil 2-də göstərilmişdir

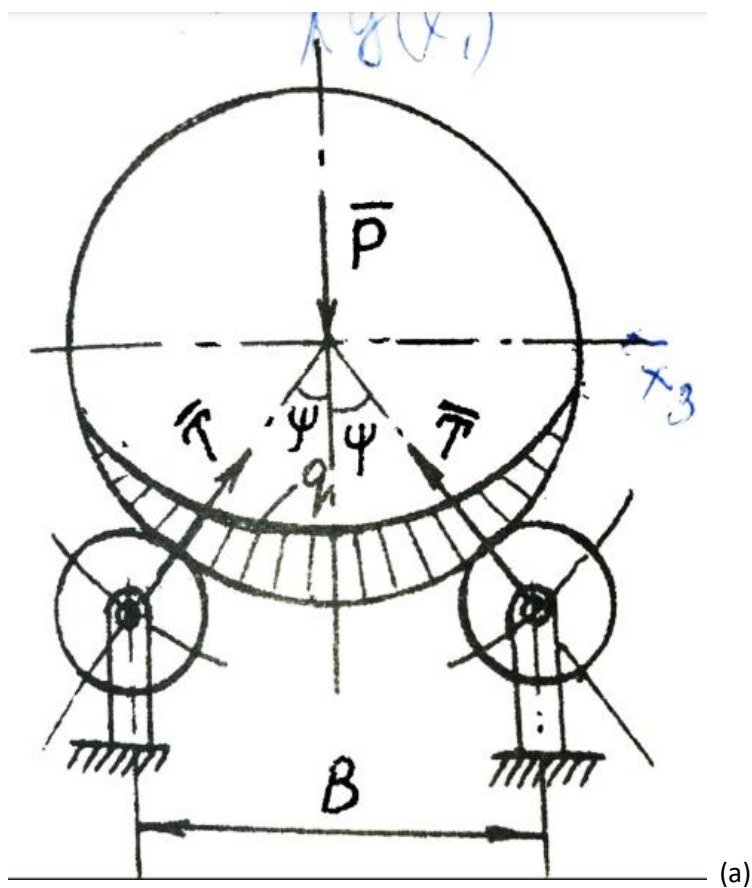
Maksimum əyici moment $\varphi = \pi - \psi$ bucağında olurki onun qiyməti təqribən

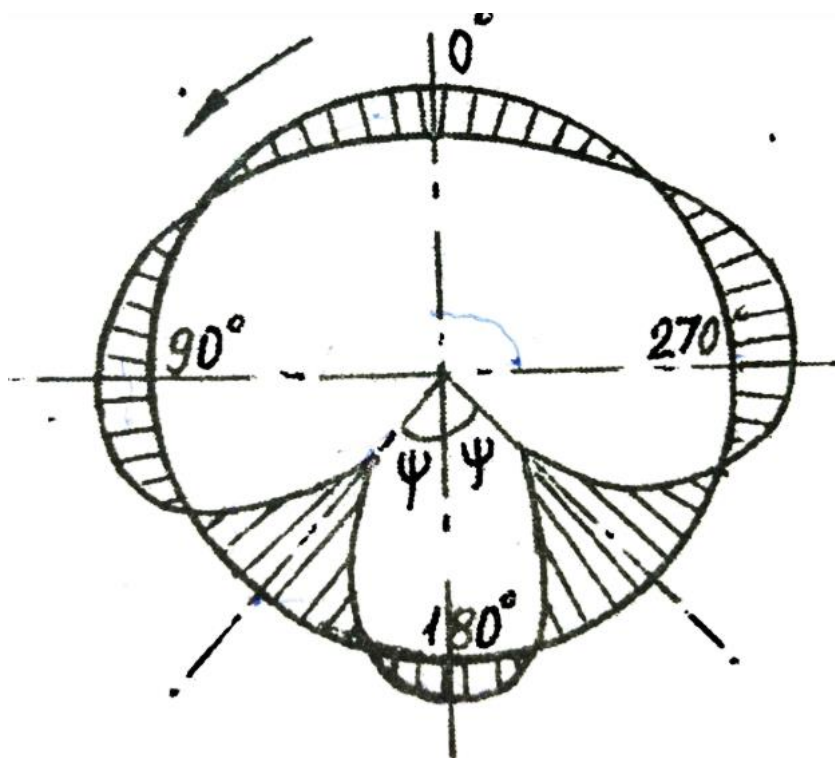
$$M_{max} = 0,0633R_y R = 0,0633 \times 247,856 \times 0,375 = 5,883$$

olur.

Bandajın en kəsiyi boyu maksimum gərginlik

$$\sigma_{\text{əy}} = \frac{M_{max}}{w} = \frac{M_{max}}{\pi R^2 \delta_1} \leq [\sigma]_{\text{əy}} \quad (4.12)$$





(b)

Şəkil 4.6 Bandajların en kəsiyinə uyğun epürlər (Əzizov Ə.A., Yeyinti istehsalı maşın və aftaratlarının layihələndirilməsi Bakı 2014)

Burada δ_1 -bandajın həlqəsinin qalınlığı

$$\delta_1 = \frac{M_{max}}{\pi R^2 [\sigma]_{\text{əy}}} = \frac{1806,1}{3,14 \times 0,375^2 \times 27 \times 10^6} = 0,00015$$

Bandajın eni isə H.Hers düsturu ilə hesablayırıq

$$b_b = 2,15 \sqrt{q_1 \frac{E^{-1} + E_0^{-1}}{R^{-1} + R_0^{-1}}} = 2,15 \sqrt{2,4 \times 10^6 \times \frac{2,19 \times 10^{-5} + 2,12 \times 10^{-5}}{0,375^{-1} + 0,075^{-1}}} = 5,46$$

Düsturda $q_1 = 2,4 \times 10^6$ N/m kiçik sürətlə ($n=3 \div 5$ d/dəq) barabanlar

$q_1 = 1 \times 10^6$ N/m-iti sürətli $n > 10$ d/dəq barabanlar üçün qəbul edilir. R R_0 -diyircəklərin və barabanın radiuslarıdır; E, E_0 -onların materiallarının elastiklik modullarıdır.

NƏTİCƏLƏR:

1. Üzüm üçün nəzərdə tutulan vallı xırdalayıcı maşın nar emalı üçün təkmilləşdirilmişdir.
2. Nar meyvələrinin giləsini qabıqdan ayıran maşının kriterial sürətləri təyin olunmuşdur.
3. Bu tip maşınların məhsuldarlığını yüksəltmək perspektivi qeyd olunmuşdur.
4. Nar gilələyən maşının hərəkət mexanizminin böhran sürəti təyin olunmuşdur.
5. Maşının kinematik hesabları aparılmış, kinematik sxemi seçilmişdir.
6. Maşının barabanının, çırpıcı kürəklərinin, rəflərinin, bunkerinin, möhkəmlik hesabları aparılmışdır.
7. Tədqiqat nəticəsi kimi barabanın en kəsik ölçüləri və sərtliyinin artırılması üçün bandaj elementlər təyin edilmişdir.

İSTİFADƏ OLUNMUŞ ƏDƏBİYYAT:

1. Əliyev Ş.N., Kəngərli L.A. Maşın və mexanizmlər nəzəriyyəsi kursu. (Dərslik), Bakı, 2009, 185 s.
2. Əliyev Ş.N., Məmmədov F.H., Kəngərli L.A. Maşın və mexanizmlər nəzəriyyəsi. Layihələndirmə. Dərs vəsaiti, Bakı, 2010, 285 s.
3. Əzizov Ə.A. və başqa. Yeyinti maşın-avtomatlarının icra mexanizmlərinin quruluşunun sistemli analizi. «Yeyinti sənayesinin müasir texnika və texnologiyasının problemləri». Elmi əsərləri. Gəncə, 1991.
4. Əzizov Ə.A. Yeyinti sənayesi avtomat maşınlarının fəza icra mexanizmlərinin avomatlaşdırılmış layihələndirilməsi. <<<Yeyinti sənayesinin müasir texnika və texnologiyası problemləri». Elmi əsərlər, III buraxılış, Gəncə, 1995.
5. Əzizov Ə.A., Əsgərov N.R., Məlikov Ə.Q. Yeyinti istehsalatı maşınlarının hesabatı və konstruksiya edilməsi. Gəncə, 1997, 188 s.
6. Белецкий В.Я. и др. Машины-автоматы и автоматические линии пищевой промышленности. Киев, «Техника», 1967, 175 с.
7. Гагарин М. А. Оборудование заводов шампанских вин. М., «Пищевая промышленность», 1974. 128 с.
8. Емельянов В. Д. Оборудование предприятий для производства виноградных вин и соков. М., «Пищевая промышленность», 1974. 208 с.
9. Зайчик Ц. Р. Машины и аппараты первичного виноделия. М., «Машиностроение», 1970, 328 с.
10. Зайчик Ц. Р. Номограммы к расчету оборудования первичного виноделия. М., «Пищевая промышленность», 1971. 108 с.
11. Зайчик Ц. Р., Писарницкий А. Ф. Технологическое оборудование заводов плодово-ягодного виноделия. М., «Пищевая промышленность», 1974. 117 с.
12. Зайчик Ц. Р., Оборудование предприятий винодельческой промышленности, 1974.

13. Кəнгəгли А.М. Маşın və mexanizmlərin nəzəriyyəsi. Dərslik, Bakı, 2004, 687 s.
14. Лунин О.Г., Вельтыщев В.Н. Теплообменные аппараты в пищевой промышленности. М., 1986, 226 с.
15. Левачев Н. А. Комплексная механизация ПРТС работ в пищевой промышленности. М., «Пищевая промышленность», 1975. 296 с.
16. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. Машиностроение. М., 1983, 483 с.
17. Справочник по виноделию. Под ред. В. И. Малтабара и Э. М. Шприцмана. М., «Пищевая промышленность», 1973, 406 с.
18. Технологическое оборудование для предприятий винодельческой промышленности. Каталог-справочник. Ч. I, II. М., ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1973. 100 с, 168 с.
19. Харламов С.В. Конструирование технологических машин и аппаратов. Изд. Ленинградского университета, 1974, 272 с.
20. Chemat F., Strube J. (Eds.). (2015), Green extraction of natural products: theory and practice, John Wiley & Sons, pp. 108–113.
21. Chandraratne, M. R., Kulasiri, D., Frampton, C., Samarasinghe, S., & Bickerstaffe, R. (2006). Prediction of lamb carcass grades using features extracted from lamb chop images. *Journal of Food Engineering*, 74(1), 116–124.
22. Koppel, K.; Anderson, E.L.; Chambers, E., IV. Influence of processing on pomegranate (*Punica granatum L.*) juice flavor and aroma. *J. Sci. Food Agric.* 2015, 95, 1066–1071.
23. Zuorro A., Lavecchia R., Medici F., Piga L. (2014), Use of cell wall degrading enzymes for the production of high-quality functional products from tomato processing waste, *Chemical Engineering Transactions*, 38, pp. 355–360.

