

ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ԱԳՐԱՐԱՅԻՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆ
Ա.Մ.ԵՍՈՅԱՆ, Ս.Վ.ՀՈՎՀԱՆՆԻՍՅԱՆ, Մ.Ա.ԱԼԱՎԵՐԴՅԱՆ

ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՓՈԽԱԴՐԱԿԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ

ԵՐԵՎԱՆ
ՀԱԱՀ
2013

ՀՏԴ 621.8 (07)

ԳՄԴ 39.9 ց7

Ե 597

Հաստատված է Հայաստանի ազգային ազրարային համալսարանի
գիտական խորհրդի կողմից:

Գրախոսներ՝

ՀՊՃՀ տրանսպորտային համակարգերի
ֆակուլտետի դեկան, տ.գ.թ. դոցենտ
Գ.Վ. Մուսայելյան
ԵՊՃՀ տրանսպորտային փոխադրումների և
ճանապարհային երթևեկության
կազմակերպման ամբիոնի վարիչ տ.գ.դ.
Գ.Ս. Երիցյան
ՀԱԱՀ Գրաֆիկային և մեքենաների
նախագծման հիմունքների ամբիոնի վարիչ՝
տ.գ.դ. պրոֆեսոր Ա.Կ. Ամիրյան

Ե 597 ԵՍՈՅԱՆ Ա.

Ամբարձիչ փոխադրական մեքենաներ./ Ա.Եսոյան, Ս.հովհաննիսյան,
Մ.Ալավերդյան Եր. : ՀԱԱՀ, 2013, - 250 էջ

Ուսումնական ձեռնարկում շարադրված են ամբարձիչ-փոխադրական
մեքենաների և մեխանիզմների կառուցվածքը, աշխատանքի սկզբունքը,
կիրառման բնագավառները և հաշվարկը:

Ուսումնական ձեռնարկը նախատեսված է բարձրագույն և միջին մաս-
նագիտական կրթության ուսումնական հաստատությունների տեխնիկական
մասնագիտությունների ուսանողների, ինչպես նաև համապատասխան մաս-
նագետների և ասպիրանտների համար:

ՀՏԴ 621.8 (07)

ԳՄԴ 39.9 ց7

ISBN 978-9939-54-662-9

© Եսոյան Ա. Մ., Հովհաննիսյան Ս.Վ., Ալավերդյան Մ.Ա., 2013

©Հայաստանի ազգային ազրարային համալսարան, 2013

ՆԵՐԱԾՈՒԹՅՈՒՆ

Գիտատեխնիկական առաջընթացի կարևորագույն խընդիրներից է արտադրական գործընթացների համալիր մեքենայացումն ու ավտոմատացումը, մասնավորապես բեռների բարձման-բեռնաթափման, փոխադրման և պահեստավորման աշխատանքների մեքենայացումը, ըստ որում ոչ միայն արտադրության գործընթացում, այլև պատրաստի արտադրանքի իրացման ընթացքում:

Գյուղատնտեսական մթերքների արտադրության ու վերամշակման ժամանակակից ձեռնարկությունների կարևորագույն տեխնոլոգիական գործընթացներից է միջարտադրամասային ու ներարտադրամասային զգալի քանակությամբ հումքի, կիսաֆաբրիկատների, պատրաստի արտադրանքի բարձման, տեղափոխման, բեռնաթափման ու պահեստավորման աշխատանքների իրականացումը: Ժամանակակից ձեռնարկություններում ամբարձիչ փոխադրական և պահեստավորման գործընթացների վրա աշխատանքային ծախսումները հասնում են արտադրանքի վրա ընդհանուր ծախսերի 30...40%-ին: Այստեղից հետևում է այն կարևորությունը, որը տրվում է գյուղատնտեսական արտադրության մեքենայացման ավտոմատացման գործընթացում ամբարձիչ փոխադրական մեքենաների դերին ու դրանց տեսակի ճիշտ ընտրությամբ: Ճիշտ ընտրությամբ ու կիրառությամբ պայմանավորվում է նաև տեխնոլոգիական սարքավորումների տեղաբաշխումը գյուղատնտեսական հումքի վերամշակման ձեռնարկություններում, անասնաբուծական ֆերմաների կերախոհանոցներում, հացահատիկի վերամշակման տեղամասերում, փայտամշակման ձեռնարկություններում և այլն:

Գյուղատնտեսական բեռների բազմազանությամբ (խոտ, ծղոտ, հացահատիկ, կարտոֆիլ, պտուղ-բանջարեղեն, զոմաղը, հանքային պարարտանյութեր և այլն), դրանց բեռնման-փոխադրման-բեռնաթափման տարատեսակությամբ ու առանձնահատ-

կություններով պայմանավորվում է գյուղատնտեսական ու անտառային տնտեսության մասնագիտացված ամբարձիչ-փոխադրական մեքենաների ընդգրկուն անվանացանկը:

Գյուղատնտեսական արտադրության մեջ բեռների հիմնական մասը բարձվում ու բեռնաթափվում է անընդհատ գործողության մեքենաներով՝ փոխակրիչներով, որոնք լայնորեն օգտագործվում են նաև անասնապահական ֆերմաներում, թռչնաբուծական ֆաբրիկաներում, կերախոհանոցներում, փայտամշակման ձեռնարկություններում աշխատատար տեխնոլոգիական գործընթացների մեքենայացման համար: Ժապավենային, շղթայաքերակավոր, պտուտակավոր փոխակրիչները լայնորեն կիրառվում են նաև գյուղատնտեսական և անտառային մեքենաների՝ հացահատիկահավաք կոմբայնների, կարտոֆիլահավաք, սերմերի զտման, տեսակավորման, չորացման, ախտահանման և այլ մեքենաների կառուցվածքներում:

Անտառային տնտեսություններում ամբարձիչ-փոխադրական մեքենաները կիրառվում են անտառահատման, հատված ծառերի քարշափոխադրման, փայտանյութի բեռնման, գերանների դարսակույտավորման, փայտի նախնական մշակման, տեսակավորման և հաստոցներին մատուցման, պատրաստի արտադրանքի ու կիսաֆաբրիկատների փոխադրման և պահեստավորման, թափոնների հավաքման և հեռացման, սերմերի չորացման, զտման ու տեսակավորման տեխնոլոգիական գործընթացներում և այլն:

Գյուղատնտեսական արտադրական ձեռնարկություններում, ֆերմերային տնտեսություններում յուրաքանչյուր ամբարձիչ փոխադրական մեքենա որոշակի տեղ է գրավում ընդհանուր տեխնոլոգիական գործընթացում և հիմնական արտադրամիջոցների հետ միասին կազմում է միասնական տեխնոլոգիական համակարգ՝ ապահովելով արտադրության նորմալ գործունեությունը:

Հետևաբար տեխնոլոգիական գործընթացների մեքենայացման համար ոչ ճիշտ ընտրված ամբարձիչ-փոխադրական

մեքենան ու նրա սխալ շահագործումը կարող են հանգեցնել արտադրատեխնոլոգիական շղթայի նորմալ գործունեության խափանման կամ անարդյունավետության:

Ակնհայտ է, որ արտադրության արդյունավետությունը շատ բանով պայմանավորված է նաև այդ տեխնիկական շահագործող մասնագետների որակավորումից: Գյուղատնտեսության, անտառտնտեսության ու տրանսպորտային փոխադրումների կազմակերպման բնագավառի ճարտարագետները պետք է հստակ իմանան ամբարձիչ-փոխադրական մեքենաների տեսակները, դրանց կառուցվածքը, շահագործական հատկանիշներն ու տեխնիկատնտեսական հաշվարկների հիման վրա կարողանան ընտրել տվյալ տեխնոլոգիական գործընթացի մեքենայացման համար անհրաժեշտ մեքենաներ և հետևեն դրանց ճիշտ շահագործմանը:

Ուսումնական ձեռնարկը շարադրված է «Գյուղատնտեսության մեքենայացում», «Ավտոմոբիլային փոխադրումների կազմակերպում ու կառավարում», «Անտառային տնտեսություն և բնակավայրերի կանաչապատում» մասնագիտությունների «Ամբարձիչ փոխադրական» մեքենաներ դասընթացի ծրագրերին համապատասխան: Ձեռնարկում դիտարկվում են գյուղատնտեսության և անտառային տնտեսության մեջ բոլորից հաճախ օգտագործվող ընդհանուր և հատուկ նշանակության ամբարձիչ փոխադրական մեքենաների կառուցվածքը: Տրված են գյուղատնտեսական բեռների դասակարգումն ու բնութագրերը, որոնց համար նախատեսված են այդ մեքենաները, տրված են տեղեկություններ օդաճնշական տրանսպորտի վերաբերյալ: Տրված են ամբարձիչ փոխադրական մեքենաների առանձին հանգույցների ու մեխանիզմների հաշվարկման կոնկրետ օրինակներ: Գրքում պարունակվում են մեծ քանակությամբ նկարներ, սխեմաներ, որոնք նշանակալիորեն լրացնում և մատչելի են դարձնում շարադրված նյութի յուրացումը:

ԳԼՈՒԽ 1.

1.1.ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՓՈԽԱԴՐԱԿԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԴԱՍԱԿԱՐԳՈՒՄԸ ԵՎ ՏԵՍԱԿԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ամբարձիչ փոխադրական մեքենաները նախատեսված են բեռներ բարձելու, փոխադրելու և բեռնաթափելու համար: Ըստ տերիտորիալ նշանակության տրանսպորտը բաժանվում է երկու հիմնական խմբի՝ արտաքին տրանսպորտ և ներքին տրանսպորտ:

Արտաքին տրանսպորտը ապահովում է հումքի, վառելիքի, շինանյութերի փոխադրումը ձեռնարկություն և պատրաստի արտադրանքի ու թափոնների առաքումը ձեռնարկությունից: Դրանց թվին պատկանում են երկաթուղային, ավտոմոբիլային, օդային, ջրային տրանսպորտը և այլն:

Ներքին (ներտնտեսային) տրանսպորտը նախատեսված է տնտեսության, ձեռնարկության ներսում բոլոր տեսակի բեռների բարձման, տեղափոխման և բեռնաթափման համար, ըստ այդմ էլ կոչվում է միջարտադրամասային և ներարտադրամասային: Միջարտադրամասային տրանսպորտը ապահովում է բեռնափոխադրումը պահեստների ու արտադրամասերի միջև: Ներարտադրամասային տրանսպորտը ապահովում է բեռների, կիսաֆաբրիկատների, մեքենամասերի տեղափոխումը արտադրամասի ներսում տեխնոլոգիական գործընթացի սխեմային համապատասխան: Այսուհետ ուսումնասիրության առարկան կլինի ներտնտեսային տրանսպորտը, որը կարելի է դասակարգել՝

- ըստ գործողության սկզբունքի,
- ըստ բեռի տեղափոխման եղանակի,
- ըստ քարշային օրգանի,
- ըստ տեղակայման եղանակի:

Ըստ գործողության սկզբունքի ամբարձիչ փոխադրական մեքենաները բաժանվում են երկու հիմնական խմբի՝ անընդհատ գործողության և պարբերական գործողության մեքենաներ:

Անընդհատ գործողության մեքենաները, որոնց անվանում են փոխակրիչներ, բեռը տեղափոխում են որոշակի ուղեգծով, մեկ ուղղությամբ, անընդհատ բեռնումով ու բեռնաթափումով: Այդ փոխակրիչները նախատեսված են սորուն, մանրակտոր, հատային բեռների տեղափոխման համար ինչպիսիք են՝ հացահատիկը, արմատապալարապտուղները, բանջարեղենը և այլն:

Անընդհատ գործողության մեքենաները կարող են լինել քարշային օրգանով (շղթա, ժապավեն, ճոպան) և առանց դրա (պտուտակավոր, օդաճնշական, ճոճվող, իներցիոն փոխակրիչներ և այլն):

Քարշային օրգանով փոխակրիչներում բեռը և քարշային օրգանը շարժվում են համատեղ: Առանց քարշային օրգանով փոխակրիչներում բեռը տեղափոխվում է բանող օրգանի պտտական կամ տատանողական շարժման շնորհիվ: Օդաճնշական և հիդրավլիկան փոխակրիչներում բեռին շարժում հաղորդում է օդի կամ հեղուկի հոսքը:

Ընդհատ կամ պարբերական գործողության մեքենաներում բեռի տեղափոխումը կատարվում է ցիկլային գործողությունների որոշակի հերթականության շնորհիվ: Դրանց թվին պատկանում են բոլոր տեսակի ամբարձիչներն ու կռունկները:

Ըստ բեռի փոխադրման եղանակի ամբարձիչ փոխադրական մեքենաները կարելի է բաժանել երկու խմբի, երբ բեռը տեղափոխվում է զանազան տեսակի տարաներով (արկղ, պարկ, տակդիր և այլն) և երբ բեռը տեղափոխվում է ճոռերով, խողովակաշարով և այլն: Առաջին դեպքում տեղափոխման ժամանակ առաջացած ուժերը անմիջապես ներգործում են տարայի վրա և բեռը մնում է անվնաս: Երկրորդ դեպքում տեղափոխման ժամանակ առաջացող բոլոր տեսակի ուժերը ազդում են բեռի վրա և կարող են վնասել բեռին, եթե բեռը հեշտ վնասվող է (լուիկ, կարտոֆիլ և այլն):

Ըստ տեղակայման եղանակի ամբարձիչ փոխադրական մեքենաները բաժանվում են՝ ստացիոնար, երբ տեղակայվում են

որոշակի տեղում և շարժական, երբ նրանց տեղակայման վայրը ընտրվում է բեռի բեռնման, բեռնաթափման վայրից կախված:

Գյուղատնտեսության մեջ ամենից շատ օգտագործվող ամբարձիչ փոխադրական մեքենաների համառոտ դասակարգումը բերված է աղյուսակ 1-1-ում:

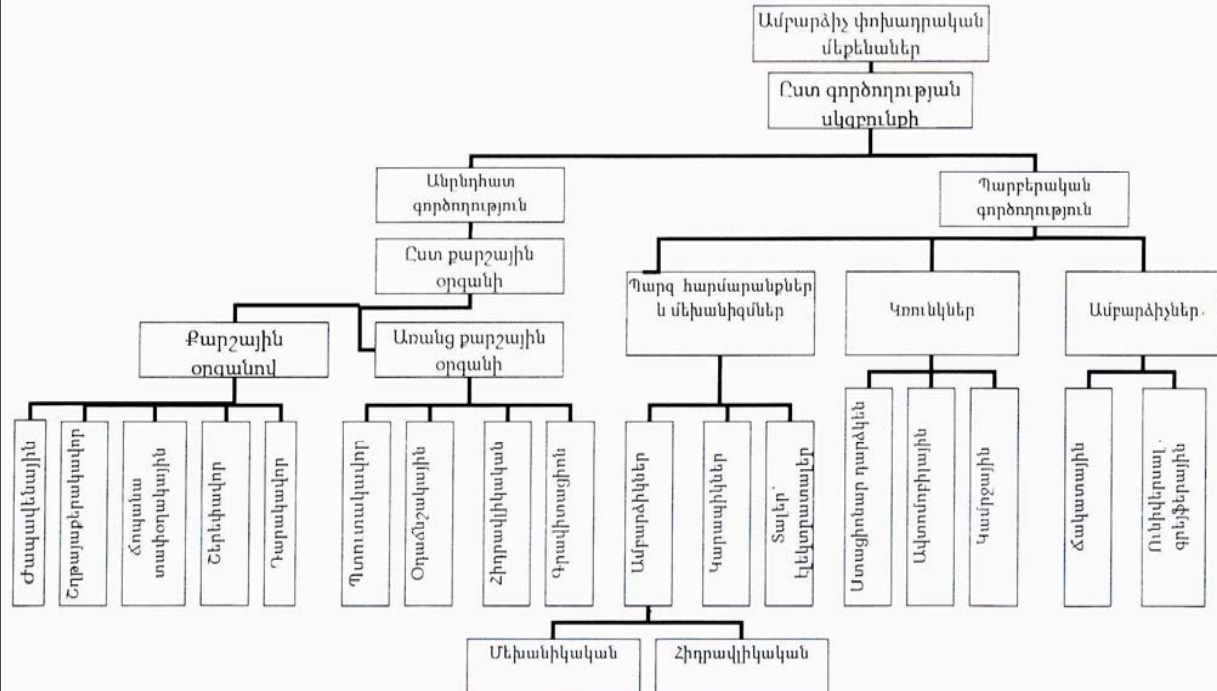
Բերված դասակարգումից հետևում է, որ ամբարձիչ փոխադրական մեքենաները շատ բազմազան են ըստ տեսակի և կառուցվածքի:

Կոնկրետ տեխնոլոգիական գործընթացի մեքենայացման համար անհրաժեշտ ամբարձիչ փոխադրական մեքենայի ընտրությունը շատ բարդ և պատասխանատու խնդիր է, որը պայմանավորված է հետևյալ գործոններով.

- մեքենայացման ենթակա տեխնոլոգիական գործընթացի բնույթը և վայրը,
- բեռնման փոխադրման և բեռնաթափման ենթակա բեռի տեսակը, ֆիզիկամեխանիկական հատկությունները, փոխադրման ժամկետը և պարբերականությունը /գոմաղբի հեռացում, կերերի բաշխում, ձվերի հավաքում, կաթի տեղափոխում և այլն/,
- միաժամանակ տեղափոխվող բեռի քանակը,
- փոխադրվող բեռի որակի և ապրանքային տեսքի պահպանումը և այլն:

Նշված գործոնների հաշվի առնելը զգալիորեն կրճատում է տվյալ տեխնոլոգիական գործընթացում ընտրվող ամբարձիչ փոխադրական մեքենաների տեսականին: Մեքենայի ընտրության ժամանակ պետք է հաշվի առնել նաև արտադրողականությունը, եզրաչափքերը, զանգվածը, գինը և այլն: Ընտրված մեքենան պետք է ապահովի բեռի փոխադրումը նախատեսված ուղեգծով և այն համատեղի տեխնոլոգիական գործընթացի հետ:

Ամբարձիչ փոխադրական մեքենաների դասակարգումը



Եթե վերը նշված տեխնիկատեխնոլոգիական պայմաններին բավարարում են միաժամանակ մի քանի մեքենա, ապա լավագույնի ընտրությունը կատարվում է համեմատական տեխնիկատնտեսական հաշվարկի հիման վրա:

1.2. ԳՅՈՒՂԱՏՆՏԵՍԱԿԱՆ ԲԵՌՆԵՐԻ ՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐՆ ՈՒ ԲՆՈՒԹԱԳՐԵՐԸ

Փոխադրման ենթակա բոլոր տեսակի բեռները ընդունված է բաժանել երեք հիմնական խմբի՝ լցովի /սորուն/, հատային, հեղուկ:

Լցովի բեռները բնութագրվում են մասնիկների ձևով ու չափերով, ծավալային խտությամբ, բնական թեքության անկյունով, քարշային օրգանի ու տախտամածի նկատմամբ շփման գործակցով, հղկամաշունակությամբ, կպչունությամբ և այլն: Դրանց թվին պատկանում են տարբեր կտորավոր (հացահատիկ, արմատապալարապտուղներ և այլն), փոշենման բեռներ, որոնք պահպանում և փոխադրում են լցովի:

Լցովի բեռի կտորավորությունը նրա մասնիկների քանակական բաշխվածությունն է ըստ չափերի: Բեռի կտորավորության աստիճանը բնութագրում է տվյալ ծավալում ամենամեծ գծային չափերով մասնիկների քանակը տոկոսներով արտահայտված:

Լցովի բեռի մասնիկների չափերի համասեռության աստիճանը k -ն որոշվում է ամենամեծ $a_{\max}$ և ամենափոքր $a_{\min}$ մասնիկների չափերի հարաբերությամբ

$$k = \frac{a_{\max}}{a_{\min}} \quad : \quad (1.1)$$

Երբ $k > 2,5$ բեռը համարվում է չտեսակավորած, երբ $k < 2,5$ ՝ տեսակավորած:

Տեսակավորած բեռները բնութագրվում են կտորի միջին չափով $a = \frac{a_{\max} + a_{\min}}{2}$, իսկ չտեսակավորած բեռները՝ ամենամեծ կտորի չափով $a = a_{\max}$: Եթե այդպիսի չափերով կտորների զանգվածը նմուշի ընդհանուր զանգվածում 10%-ից պակաս է, ապա ընդունում են $a = 0.8a_{\max}$:

Լցովի բեռները ըստ կտորների առավել չափի $a_{\max}$, մմ բաժանվում են հետևյալ խմբերի.

Առավել խոշոր կտորավոր, մմ	500 և ավել
Խոշոր կտորավոր	351...500
Միջին կտորավոր	81...351
Մանրակտոր	10...80
Հատիկավոր	0,5...9
Փոշենման	0,05...0,5
Փոշի	մինչև 0,05

Գյուղատնտեսական սորուն բեռները՝ հացահատիկ, լոբազգիներ, եգիպտացորեն, կարտոֆիլ և այլն դասվում են տեսակավորած բեռների խմբին:

Լցովի բեռի կտորավորության աստիճանը օգտագործվում է փոխակրիչի քարշային և բանոդ օրգանի լայնությունը, բունկերների, բեռնման ու բեռնաթափման հարմարանքների անցքերի չափերը, պտուտակի ու ճռռի միջև բացակի մեծությունը որոշելիս և այլն:

Փոշի և փոշենման բեռներ տեղափոխելիս փոխակրիչը պետք է լինի հերմետիկ և ապահովի սանիտարահիգիենիկ պահանջները:

Լցովի բեռի ծավալային խտությունը որոշվում է ազատ լցված բեռի զանգվածի և նրա գրաված ծավալի հարաբերությամբ և որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$\rho = \frac{m}{v}, \text{ կգ/մ}^3 \quad (1.2)$$

որտեղ ρ -ն բեռի ծավալային խտությունն է, կգ/մ³, m -ը՝ բեռի զանգվածը կգ, ν -ն՝ լցովի բեռի գրաված ծավալը, մ³: Բեռի ծավալային խտությունը կախված է նյութի մանրացվածության ու խտացման աստիճանից, ընդ որում բեռի ծավալային խտությունը փոքր է բեռի նյութի խտությունից:

Որոշ գյուղատնտեսական բեռների (ծղոտ, խոտ, սիլոս) խտացման աստիճանից կախված, ծավալային խտությունը կարող է փոփոխվել մի քանի անգամ: Մամլված ծղոտը, խոտը ազատ լցվածի համեմատ ունեն 1,5...4 անգամ ավել ծավալային խտություն:

Բեռի ծավալային խտությունը օգտագործվում է փոխակրիչների արտադրողականության և քարշային օրգանի չափերի հաշվարկների համար:

Ըստ ծավալային խտության բեռները բաժանվում են չորս խմբի՝ թեթև, երբ $\rho < 600$ կգ/մ³, միջին, երբ $\rho = 600...1100$ կգ/մ³, ծանր՝ $\rho = 1100...2000$ կգ/մ³ և շատ ծանր, երբ $\rho > 2000$ կգ/մ³:

Բնական թեքության անկյունը՝ φ_0 բնորոշում է դադարի վիճակում գտնվող լցովի բեռի մասնիկների իրար նկատմամբ շարժունակության աստիճանը և կախված է բազմաթիվ գործոններից (մասնիկների ձևից ու մեծությունից, խոնավությունից, կպչողականությունից, ներքին շփման անկյունից և այլն): Որքան մեծ է մասնիկների իրար նկատմամբ շարժունակությունը, այնքան փոքր է բնական թեքության անկյունը: Բեռի տեղափոխման ժամանակ մասնիկները ցնցվում են, որի հետևանքով նրանց շարժունակությունը մեծանում է և բնական թեքության անկյունը փոքրանում է: Սովորաբար տարբերում են նյութի բնական թեքության անկյուն դադարի φ_0 և շարժման ժամանակ φ_2 և ընդունում են $\varphi_2 = 0,35...0,4\varphi_0$:

Բնական թեքության անկյունով բնորոշվում է տեղափոխվող բեռի ընդլայնական հատույթի մակերեսը, ինչպես նաև ժապավենի, քերակի չափերը:

Լցովի բեռի տարբեր նյութերի նկատմամբ շփման գործակիցը f_0 -ն անհրաժեշտ է փոխակրիչների քարշային հաշվարկի կատարման, բունկերների, բեռնման-բեռնափափման հարմարանքների նախագծման և այլ հաշվարկների համար:

Գյուղատնտեսական մի շարք բեռների ծավալային խտության, բնական թեքության անկյան, շփման գործակիցների մեծությունները բերված են աղյուսակ 1-2 ում:

Թելքավոր բեռների թվին պատկանում են տարբեր մշակաբույսերի դիզված ցողունները, ծղոտը, խոտը, սիլոսը, գոմաղբը: Թելքավոր բեռների հիմնական բնութագիրը նրանց ծավալային խտությունն է և շփման գործակիցը պողպատի, փայտի և ռետինի նկատմամբ:

Փոխակրիչի և նրա հանգույցների կառուցվածքի ընտրության ժամանակ անհրաժեշտ է հաշվի առնել նաև լցովի բեռի հղկամաշունակությունը, կպչողականությունը ինչպես նաև որակական հատկանիշների կորուստը փոխադրման ժամանակ:

Հղկամաշունակությունը լցովի բեռի կողմից փոխակրիչի հանգույցների ու մասերի մաշվածքի ենթարկելու հատկությունն է: Առավել հղկամաշունակ են ավազը, մոխիրը, ցեմենտը: Հացահատիկը, թեփը, ալյուրը, տորֆը և փափուկ տարայով բեռները համարվում են ոչ հղկամաշունակ բեռներ:

Կպչունությունը որոշ լցովի բեռների մասնիկները փոխակրիչի բանոդ օրգաններին և հանգույցներին կպչելու հատկությունն է: Այդ թերությունը վերացնելու համար փոխակրիչների բանոդ օրգաններին տալիս են հատուկ ձև և նրանց համալրում են մաքրող սարքերով:

Որոշ գյուղատնտեսական մթերքներ, ինչպիսիք են մրգերը և բանջարեղենը, որոնք բարձրանում են բեռնաթափման ժամանակ արագ վնասվում են հարվածներից ու մեծ ճնշումից, ուստի անհրաժեշտ է փոխակրիչը նախագծելիս ճիշտ ընտրել բանոդ օրգանի շարժման արագությունը, բեռնման, բեռնաթափման բարձրությունը (աղյուսակ 1-3):

Լցովի բեռների բնութագիրը

Բեռի անվանումը	Բեռի ծավալային խտությունը կգ/մ ³	Նյութի խտությունը կգ/մ ³	Բնական թեքության աստիճանը φ°	Դադարի շփման գործակիցը, f_0		
				Պողպատ	Փայտ	Ռետին
1	2	3	4	5	6	7
Արևածաղիկի սերմեր	420...450	790...940	35...45	0,39	0,45	0,57
Ալյուր	450...650	1400...1500	50...57	0,65	0,85	0,86
Բրինձ	600...900	1300...1400	30...45	0,47	0,57	0,59
Գարի	650...750	1230...1300	27...29	0,37	0,42	0,5
Եգիպտացորեն	700...750	1240...1350	30...35	0,4	0,44	0,47
Ոլոռ, սիսեռ	750...800	1260...1350	26...30	0,28	0,37	0,38
Վարսակ	400...520	1150...1250	27	0,46	0,52	0,55
Տարեկան	680...790	1180...1260	36	0,28	0,31	0,34
Կարտոֆիլ	640...770	1240...1320	25...30	0,76	0,8	0,82

Ճակնդեղ	570...700	1120...1200	25...28	0,77	0,82	0,84
Ցորեն	650...815	1270...1490	34	0,6	0,62	0,68
Թեփ	210...440	-	35	0,65	0,85	0,85
Սիլոս	600...800	-	42...50	0,48	0,53	0,74
Ծղոտ, խոտ մամլած	270...290	-	25...30	0,45	0,46	0,47
Գոմաղբ	600...800	-	70	0,8	0,95	0,97
Տորֆ	320...500	-	32...46	0,6	0,72	0,74
Հող	1200...1500	-	33...45	0,8	0,82	0,84
Սուպերֆոսֆատ	500...900	-	40	0,9	0,94	0,94
Ավազ	1200...1900	-	35...45	0,6	0,64	0,67

*Արագ վնասվող բեռների բեռնման-բեռնաթափման թույլատրելի
բարձրությունը*

Մակերևույթը որի վրա լցվում է	Թույլատրելի բարձրությունը, մ				
	Կարտոֆիլ	Ճակնդեղ	Գազար	Պոմիդոր	Կաղամբ
Զսպանակող թիթեղ	0,5...0,8	0,6...0,9	0,5...0,75	0,3...0,5	0,25...0,4
Փայտյա, հարթ	0,25...0,5	0,4...0,75	0,4...0,5	0,25...0,4	0,15...0,25
Փայտյա, ցանցավոր	0,15...0,25	0,25...0,4	0,2...0,25	0,15...0,25	0,1...0,15
Ռետինապատ	0,5...0,75	0,75...1,0	0,75...1,0	0,5...0,75	0,5...0,75
Փուխր հող	2,0	2,0	2,0	2,0	1,75...2,0

ԳԼՈՒԽ 2. ԱՆԸՆԴՀԱՏ ԳՈՐԾՈՂՈՒԹՅԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ

Բեռը անընդհատ հոսքով տեղափոխող մեքենաներին անվանում են փոխակրիչներ:

Դրանք նախատեսված են լցովի և հատային բեռներ նախատեսված ուղեգծով, անընդհատ հոսքով փոխադրելու, միաժամանակ ըստ նախանշված կետերի բաշխելու համար: Դրանց թվին պատկանում են ժապավենային, շղթայաքերակավոր, ճոպանասկրեպերային, պտուտակավոր փոխակրիչներն ու էլևատորները:

Գյուղատնտեսական արտադրությունում ավելի լայն տարածում են գտել քարշային օրգանով փոխակրիչները: Նրանց առավելությունը կառուցվածքի պարզությունն է, աշխատանքի հուսալիությունը, շահագործման պարզությունն ու համեմատաբար ցածր գինը:

Գյուղատնտեսության մեջ փոխակրիչներն օգտագործվում են պահեստներում բարձրան, բեռնաթափման աշխատանքների մեքենայացման, կերախոհանոցներում, թոչնաբուծական ֆաբրիկաներում՝ ձկների հավաքման, կերերի բաշխման, անասնաբուծական ֆերմաներում, զոմաղրի հեռացման համար և այլն: Բացի այդ փոխակրիչների տարբեր տեսակներ կիրառվում են գյուղատնտեսական զանազան մեքենաների կառուցվածքում որպես առանձին հանգույց:

Ժապավենային, շղթայաքերակավոր փոխակրիչները, ժապավենավոր էլևատորները կառուցվածքային էական տարբերությունների հետ մեկտեղ ունեն շատ նմանություններ: Նրանք կազմված են նույն ֆունկցիաներ կատարող մեքենամասերից ու հանգույցներից՝ պարփակ քարշային օրգանից, շարժաբերից, ձգող կայանից, տանող թմբուկից կամ աստղանիվից, բեռնող-բեռնաթափող հարմարանքից, տարածության մեջ քարշային օրգանի շարժման ուղղությունը ապահովող հենարանային և ուղղորդ հարմարանքներից և այլն: Վերը շարադրվածը հնարավորություն է տալիս փոխակրիչների կառուցվածքը ուսումնասիրել ոչ թե առանձին-առանձին այլ ըստ նույն

ֆունկցիաները կատարող հանգույցների ու մասերի, միաժամանակ նշելով նրանց կառուցվածքային առանձնահատկությունները:

2.1. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆՈՎ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ՀԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐ ՈՒ ՄԵՔԵՆԱՄԱՍԵՐ

2.1.1. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆՆԵՐ

Փոխակրիչների կառուցվածքում օգտագործվող քարշային օրգանը պետք է ունենա մեծ ամրություն, ճկունություն, փոքր զանգված, երկարակեցություն, փոքր հարաբերական երկարացում, լինի մաշակայուն և էժան:

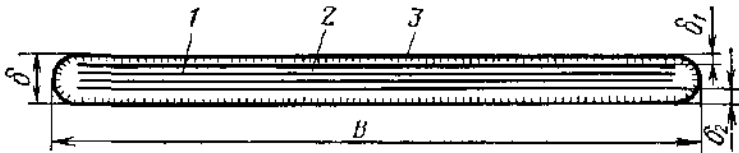
Քարշային օրգանի ճկունությունն ու փոքր զանգվածը էապես նվազեցնում են շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը, իսկ փոքր հարաբերական երկարացումը զգալիորեն կրճատում է ձգող հարմարանքի քայլը և եզրաչափերը:

Քարշային օրգան ընտրելիս պետք է հաշվի առնել նաև փոխադրվող բեռի ֆիզիկամեխանիկական հատկությունները, քանի որ դրանք զգայուն են խոնավության, ջերմաստիճանի, մաշոնակության և այլնի նկատմամբ:

Փոխակրիչների համար որպես քարշային օրգան կիրառվում են ժապավեններ, շղթաներ, ճոպաններ:

Ժապավեններ: Փոխակրիչներում օգտագործում են ռետինապատված մետաղական, բամբակե գործվածքի կամ սինթետիկ հենքով տարբեր տեսակի ժապավեններ:

Գյուղատնտեսական նշանակության փոխակրիչներում հիմնականում օգտագործվում են ռետինապատված, բամբակե գործվածքի հենքով, ժապավեններ: Այն բաղկացած է բամբակե գործվածքի՝ բելթինգի միջնաշերտերից՝ 1, որոնք իրար միացված են ռետինով վուլկանացումով (նկ.2.1): Ժապավենի արտաքին մակերևույթը պատվում է, փոքր շփման գործակից ունեցող մաշակայուն ռետինով:



Նկ. 2.1. Ռետինապատ ժապավենի հատույթը.

1-միջնաշերտեր, 2-վուկանացնող շերտ, 3-պատվածք:

Այդպիսի ժապավենների առավելությունը ճկունությունն է, սահուն, անաղմուկ, մեծ արագություններով աշխատանքը: Նրանց թերությունը համեմատաբար փոքր ամրությունն ու մեծ հարաբերական երկարացումը (մինչև 4%): Սորուն, մանրակտոր, հատային բեռներ փոխադրող փոխա-կրիչներում հիմնականում օգտագործվում են *БКХЛ-65*, *БКХЛ-100* և *БКХЛ-150* բելթինգի միջնաշերտով ժապավեններ:

Ժապավենի ամրությունը որոշում են բելթինգի շերտերի քանակով և ըստ ամրության ժապավենը հաշվարկում են հետևյալ բանաձևով.

$$z = \frac{S_{\text{առ}} \cdot n}{Bk}, \quad (2.1)$$

որտեղ z -ը բելթինգի շերտերի թիվն է, $S_{\text{առ}}$ -ը՝ ժապավենի առավելագույն ձգող ուժը, Ն, n -ը՝ ամրության պաշարի գործակիցը, $n=8...10$, B -ն՝ ժապավենի լայնությունը, մմ, k -ն բելթինգի ամրության սահմանն է, որը կարող է լինել՝ *БКХЛ-65*-ի համար 65 ն/մմ, *БКХЛ-100*-ի համար $k=100$ ն/մմ և *БКХЛ-150*-ի համար $k=150$ ն/մմ:

Բիլթինգի շերտերի թիվը ժապավենում կարող է լինել նվազագույնը $z=3$, և առավելագույնը $z=8$: Հաշվարկներով ստացված բելթինգի շերտերի թիվը կլորացվում է մինչև մոտակա ամբողջ թիվ, սակայն ոչ պակաս քան $z = 3$:

Փոխակրիչների քարշային հաշվարկ կատարելիս անհրաժեշտ է իմանալ ժապավենի մեկ մետրի մոտավոր զանգվածը, որը կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով.

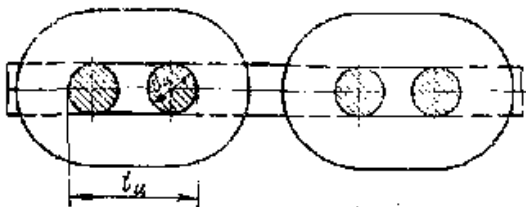
$$q_{\sigma} = 1,1B(1,25z + \delta_1 + \delta_2), \text{ կգ/մ} \quad (2.2)$$

$$կամ \quad q_{\sigma} = (10...15)B, \quad (2.3)$$

որտեղ δ_1 -ը և δ_2 -ը ժապավենի արտաքին պատվածքի հաստությունն է համապատասխանաբար աշխատանքային և ոչ աշխատանքային կողմում, մմ (ընդունում են $\delta_1 = 3...6$ մմ, $\delta_2 = 1,5...2,0$ մմ): Ժապավենները համաձայն գործող ստանդարտի թողարկվում են 200, 300, 400, 500, 650, 800 մմ լայնությամբ:

Շղթաներ: Որպես քարշային օրգան շղթաները լայն կիրառություն ունեն փոխակրիչների ու էլևատորների կառուցվածքում: Նրանք ունեն հետևյալ առավելությունները՝ մեծ ամրություն, բանող օրգանի ամրացման հարմարավետություն, փոքր հարաբերական երկարացում: Նրանց թերություններն են մեծ տեսակարար զանգվածը, աղմկոտ աշխատանքը, որը սահմանափակում է նրանց շարժման արագությունը ($V = 0,2...1,5$ մ/վ), հողակապերի և շփվող մասերի համեմատաբար ա-րագ մաշը:

Փոխակրիչներում որպես քարշային օրգան օգտագործում են կլորօղակ և թիթեղավոր շղթաները:

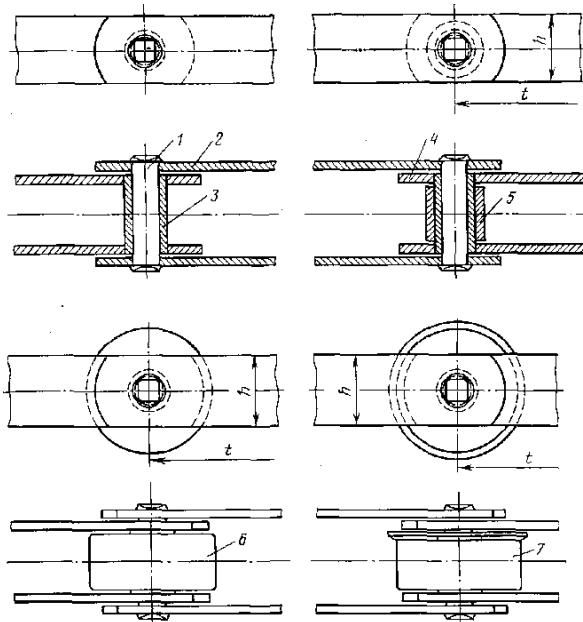


Նկ.2.2. Կլորօղակ շղթա:

Կլորօղակ շղթաները (նկ.2.2) պատրաստում են կարճօղակ՝ երբ շղթայի քայլը $t < 3d$ և երկարօղակ՝ երբ $t > 3d$, որտեղ d -ն պողպատե ձողի տրամագիծն է, որից պատրաստված է շղթան: Կլորօղակ շղթաների առավելությունը նրանց կառուցվածքի պարզությունն է, տարածական ճկունությունը, ցածր արժեքը: Շղթայի թերություններն են օղակների արագ մաշը կոնտակտի տեղում և մեծ աղմուկը հատկապես, մեծ արագություններով

աշխատելիս: Դրա համար այդ շղթաների արագությունը սահմանափակում են՝ թմբուկի հետ աշխատելիս ոչ ավել $V = 1,0$ մ/վ, աստղանիվի հետ՝ $V = 0,1$ մ/վ:

Թիթեղավոր քարշային շղթաները լինում են ականոցավոր, ականոցահոլովակավոր և հոլովակավոր (նկ.2.3):



Նկ.2.3. Թիթեղավոր շղթաներ.

1-լիսեռիկ, 2-արտաքին թիթեղ, 3-ականոց, 4-ներքին թիթեղ, 5,6- հոլովակ, 7-պրունկով հոլովակ:

Նախագծման ժամանակ շղթան հաշվարկում և ընտրում են ըստ շղթան խզող ճիգի մեծության հետևյալ բանաձևով՝

$$S_{\text{խզ}} = S_{\text{սռ}} \cdot n \quad , \quad (2.4)$$

որտեղ $S_{\text{խզ}}$ -ն շղթան խզող ուժն է, Ն, $S_{\text{սռ}}$ -ը շղթայում առավելագույն ճիգը, Ն, n -ը շղթայի ամրության պաշարի գործակիցը, $n = 6 \dots 7$ հորիզոնական փոխակրիչների համար,

$n = 8 \dots 10$ թեքադիր փոխակրիչների համար: Շղթաների կատալոգից ըստ խզող ուժի մեծության ընտրվում է համապատասխան շղթա և նրա քայլը t :

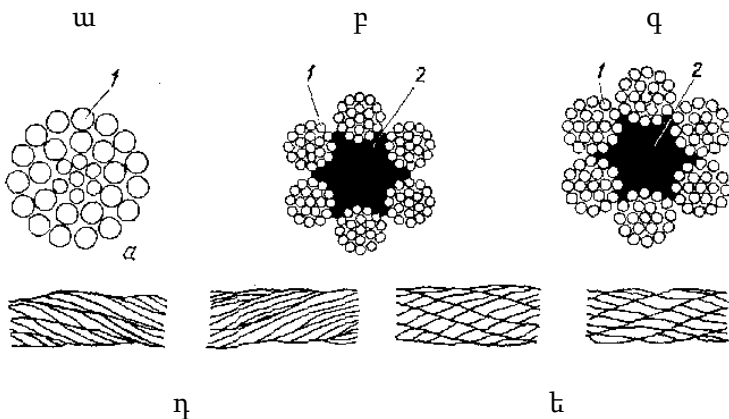
Շղթայի քայլը t -ն ընտրելիս անհրաժեշտ է հաշվի առնել, որ մեծ քայլով շղթաներում հողակապերի քանակը ստացվում է փոքր, որը նպաստում է շղթայի մեկ մետրի զանգվածի, արժեքի փոքրացմանը և մաշակայունության բարձրացմանը:

Մետաղյա ճոպաններ: Լայն կիրառություն են գտել բեռնամբարձ մեքենաներում (կռունկներ, կարապիկներ, տալեր), ինչպես նաև փոխակրիչներում, մասնավորապես ճոպանասկրեպերային, ճոպանատափողակային և այլն:

Ճոպանները, որպես քարշային օրգան, ունեն հետևյալ առավելությունները՝ փոքր զանգված և արժեք, ընթացքի սահունություն և անաղմուկ աշխատանք, շղթաների համեմատ հողակապերի բացակայություն, շահագործման պարզություն:

Թերություններն են մեծ կոշտությունը, որը պահանջում է ունենալ ճախարակների ու թմբուկների մեծ տրամագիծ և համեմատաբար փոքր երկարակեցությունը: Տարբերում են ճոպանի միակի և երկակի փաթաթվածք (նկ.2.4): Պարզագույն, միակի փաթաթվածքի ճոպաններում լարերը փաթաթվում են մեկ կամ մի քանի լարի շուրջ, ըստ որում հաջորդ շերտը փաթաթվում է նախորդին հակառակ ուղղությամբ (նկ.2.4ա): Այսպիսի ճոպանները լայն կիրառություն չունեն: Բոլորից շատ կիրառություն ունեն երկակի փաթաթվածքով ճոպանները:

Երկակի փաթաթվածքով ճոպանները պատրաստում են մետաղյա լարերը, օրգանական մանրաթելից (կանեփի, ջութի թելք) պատրաստված միջուկի շուրջը փաթաթելով: Օրգանական թելքավոր միջուկը մեծացնում է ճոպանի ճկունությունը, մեղմում հարվածային բեռնվածության ազդեցությունը և նրանում ներծծված քսանյութերը պահպանում են ճոպանը կոռոզիայից:



Նկ.2.4. Մետաղաձուլաններ.

ա-միակի փաթաթվածք, բ, գ- վեց հյուսքով օրգանական միջուկով երկակի փաթաթվածքով ձուլան, դ-գուգահեռ փաթաթվածք, ե-խաչաձև փաթաթվածք, 1-մետաղալար, 2- օրգանական միջուկ:

Մետաղալարերը իրար փաթաթելով ստացվում է հյուսք, իսկ հյուսքերը միջուկի շուրջը փաթաթելով ստացվում է ձուլան:

Կախված մետաղալարերը հյուսքում և հյուսքերը իրար նկատմամբ փաթաթման ուղղությունից տարբերում են գուգահեռ (նկ.2.4.դ) և խաչաձև (նկ.2.4.ե) փաթաթվածքով ձուլաններ:

Ջուգահեռ փաթաթվածքով ձուլանում լարերի և հյուսքերի փաթաթման ուղղությունները համընկնում են, իսկ խաչաձև փաթաթվածքով ձուլանները ավելի ձկուն են և համեմատաբար մաշակայուն, սակայն նրա ծայրից կախված բեռը բարձրացնելիս կարող է պտտվել: Այդ ձուլանները կիրառում են միայն այն բեռնամբարձ մեքենաներում, որտեղ բեռը շարժվում է ուղղորդներով (վերելակներ և այլն):

Խաչաձև փաթաթվածքով ձուլանները զերծ են այդ թերությունից և լայնորեն օգտագործվում են կռունկներում և այլուր:

Ամբարձիչ փոխադրական մեքենաների համար ճոպանը, ըստ ամրության, հաշվարկում և ընտրում են հետևյալ բանաձևով՝

$$S_{\text{յգ}} = S_{\text{առ}} \cdot n , \quad (2.5)$$

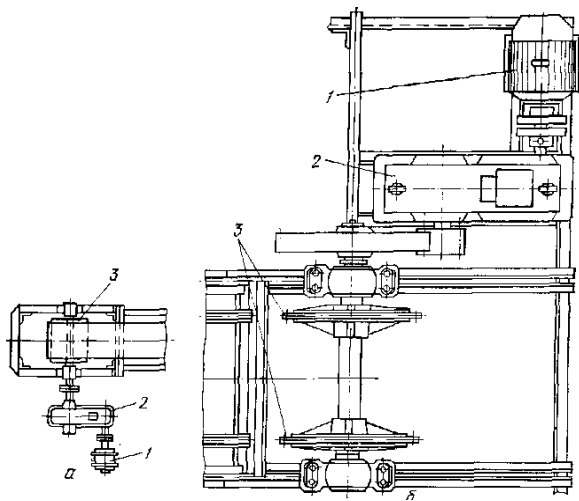
որտեղ $S_{\text{յգ}}$ -ն ճոպանի խզող ուժն է, $S_{\text{առ}}$ -ը ճոպանում առավելագույն ճիգն է, n -ը ճոպանի ամրության պաշարի գործակիցը: Ամրության պաշարի գործակցի մեծությունը կախված է ճոպանի շահագործման պայմաններից, կոունկի աշխատանքային ռեժիմից և սահմանվում է տեխնիկայի անվտանգ շահագործման պետական կոմիտեի կողմից:

2.1.2. ՇԱՐԺԱԲԵՐ ԿԱՅԱՆՆԵՐ

Փոխակրիչներում շարժաբեր կայանը քարշային օրգանին շարժում փոխանցող հանգույցն է: Նրանց ներկայացվում են հետևյալ պահանջները՝ լինեն կոմպակտ, կառուցվածքով պարզ, հուսալի, ունենան բարձր Օ.Գ.Գ.:

Շարժաբեր կայանը (նկ.2.5) բաղկացած է էլեկտրաշարժիչից 1, ռեդուկտորից 2 և նրա ելքի լիսեռի վրա նստած թմբուկից կամ աստղանիվից 3: Այդ բոլորը հավաքված են մեկ շրջանակի վրա:

Էլեկտրաշարժիչը ռեդուկտորին միանում է ագույցի կամ միջանկյալ փոխանցման (փոկային, շղթայավոր) օգնությամբ: Քարշային ուժը կարող է փոխանցվել քարշային օրգանին շփման (ժապավենային, ճոպանասկրեպերային փոխակրիչներ) կամ կառչման միջոցով (շղթայաքերակավոր փոխակրիչներ): Բոլոր փոխակրիչների շարժաբերները կառուցվածքով նման են, միայն տարբերվում են քարշային օրգանին շարժում հաղորդող էլեմենտով (թմբուկ, աստղանիվ): Հաճախ շարժաբերի եզրաչափերը փոքրացնելու համար կիրառում են թմբուկի ներսում ներկառուցված էլեկտրաշարժիչ և ռեդուկտոր (ժապավենային փոխակրիչներ, էլեկտրատալեր և այլն): Ճոպանի շարժաբեր կայանի կառուցվածքը և աշխատանքը գրեթե չի տարբերվում մյուս շարժաբերներից:



Նկ. 2.5. Շարժաբեր կայան.

ա, - քարշային ուժը շփումով փոխանցող, բ-քարշային ուժը կառչումով փոխանցող; 1-էլեկտրաշարժիչ, 2-միջանկյալ փոխանցում (ռեդուկտոր), 3-շարժահաղորդ աստղանիվ:

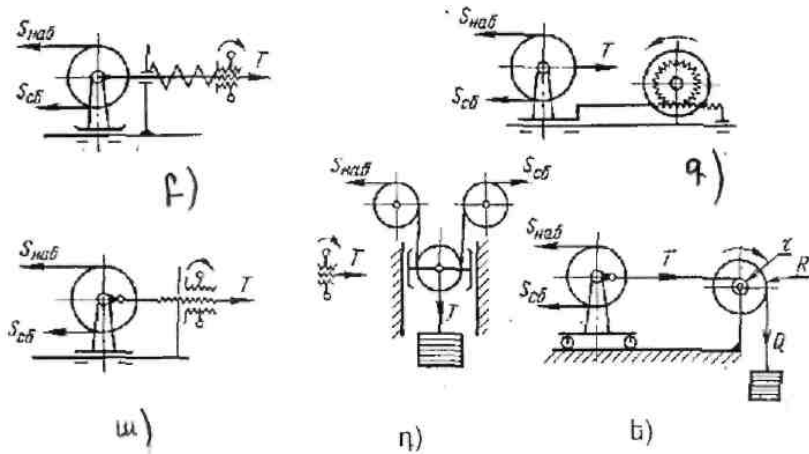
Սովորաբար շարժաբեր կայանը տեղակայում են փոխակրիչի եզրագծի այն տեղամասում որտեղ ճիգը քարշային օրգանում առավելագույնն է:

2.1.3. ՁԳՈՂ ԿԱՅԱՆՆԵՐ

Ձգող կայանը քարշային օրգանում ստեղծում է նախնական ձգվածություն, որն ապահովում է փոխակրիչի նորմալ աշխատանքը: Ժապավենային փոխակրիչներում նախնական ձգվածությունը անհրաժեշտ է նաև տանող թմբուկի և ժապավենի միջև պահանջվող մեծության քարշային ուժ ստեղծելու համար:

Փոխակրիչներում օգտագործվող ձգող կայանները լինում են մեխանիկական և ծանրոցով (նկ.2.6): Մեխանիկական ձգող

կայաններում (նկ.2.6, ա, բ, գ) քարշային օրգանի ձգվածությունը ստեղծվում է ձգապտուտակի, կամ աստամնանիվի ու աստամնաքանոնի օգնությամբ՝ ուղղորդներում նստած պարապընթաց թմբուկին կամ աստղանիվին տեղաշարժելու միջոցով:



Նկ. 2.6. Ձգող կայանների սխեմաներ.

ա-պտուտակավոր, բ-պտուտակազսպանակավոր, գ-աստամնաքանոնով, դ,ե-ծանրոցով:

Մեխանիկական ձգող կայանները տեղակայվում են փոքր երկարության փոխակրիչների վրա: Ծանրոցով ձգող կայաններում (նկ. 2.6, դ, ե) բեռը ճոպանով կախվում է պարապընթաց թմբուկի առանցքակալային հանգույցից: Ժապավենի երկարացմանը զուգընթաց պարապընթաց թմբուկը բեռի ծանրության ուժի շնորհիվ տեղաշարժվում է ուղղորդներով և ձգում ժապավենին: Այսպիսի ձգող կայաններ կիրառվում են մեծ երկարություն ունեցող փոխակրիչների կառուցվածքում:

Ձգող կայանը տեղակայվում է փոխակրիչի եզրագծի այն տեղամասում, որտեղ ճիգը քարշային օրգանում նվազագույնն է:

Այդպիսի տեղամասը, սովորաբար, պարապընթաց թմբուկի կամ աստղանիվի հանգույցն է: Ձգող կայանի քայլը պետք է լինի փոխակրիչի երկարության 1,0...1,5%-ի չափով:

2.1.4. ՀԵՆԱՐԱՆԱՑԻՆ, ԴԱՐՁՄԱՆ ԵՎ ՈՒՂՂՈՐԴ ՍԱՐՔԵՐ

Հենարանային, դարձման և ուղղորդ սարքերը նախատեսված են փոխակրիչի ուղիղ և թեք տեղամասերում քարշային օրգանի ձկվածքը փոքրացնելու, նրանց շարժման ուղղությունը փոփոխելու համար:

Հենարանային սարքեր: Ժապավենային փոխակրիչներում որպես ժապավենի հենարան օգտագործվում են ուղիղ կամ ճռռածն հոլովակավոր հենարաններ և տախտամած (նկ.2.7.):

Ուղիղ հենարանային հոլովակները (նկ. 2.7, բ) և տախտամածը (նկ. 2.7.գ) օգտագործվում են հատային բեռների համար նախատեսված փոխակրիչներում ժապավենի բանող և պարապընթաց ճյուղերը պահելու, իսկ լցովի բեռներ փոխադրող փոխակրիչներում միայն պարապընթաց ճյուղի համար:

Ուղիղ հենարանային հոլովակը պատրաստվում է խողովակից, որի ճակատային մասերում մամլված են սոճու վրա տեղակայված առանցքակալներ:

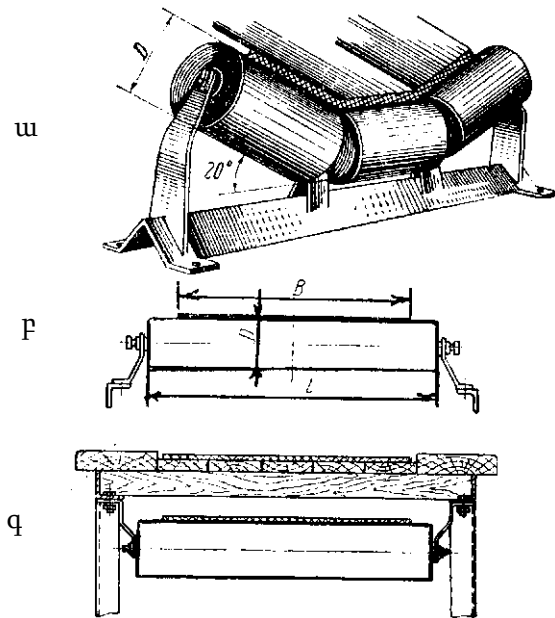
Ճռռածն հենարանային հոլովակները (նկ.2.7,ա) օգտագործվում են սորուն, կտորավոր բեռների փոխադրման համար նախատեսված փոխակրիչների կառուցվածքում, ժապավենի բանող ճյուղին պահելու համար: Եզրային հոլովակների թեքության անկյունը կարող է լինել 20...30°:

Հոլովակավոր հենարանի երկարությունը՝ ℓ պետք է 100...200մմ մեծ լինի ժապավենի լայնությունից՝ B : Ուղիղ և ճռռածն ժապավենային հոլովակների տեխնիկական բնութագիրը բերված է աղյուսակ 2.1-ում:

Դարձման և ուղղորդ սարքեր: Փոխակրիչներում որպես դարձման և ուղղորդ սարքեր կիրառում են թմբուկներ (ժապա-

վենների և ճոպանների համար), ճախարակներ (ճոպանների և շղթաների համար) և աստղանիվներ (շղթաների համար):

Թմբուկներ: Ժապավենային փոխակրիչներում թմբուկները լինում են տանող և պարապընթաց: Թմբուկը պատրաստում են թուջից ձուլման եղանակով կամ պողպատե խողովակից եռակցման միջոցով:



*Նկ.2.7.Ժապավենի հենարանային սարքեր.
ա-ձողաձև հոլովակավոր, բ-ուղիղ հոլովակով,
գ-տախտամած:*

Ժապավենի ընթացքը թմբուկի նկատմամբ կայունացնելու համար թմբուկը պատրաստում են ուռուցիկ, ուռուցիկության չափը ընդունում են ժապավենի լայնության 0.005 չափով, սակայն ոչ ավել 4մմ-ից: Թմբուկի տրամագիծը որոշում են ժապավենում բեռինգի շերտերի թվից կախված հետևյալ բանաձևով՝

$$D_p = (125...150)z, \text{ մմ}, \quad (2.6)$$

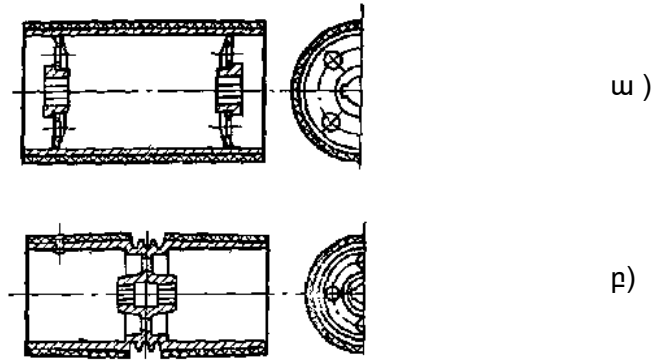
Փոքր թվերը վերաբերում են տարվող թմբուկներին, իսկ մեծ թվերը՝ տանող: Ստացված արժեքները կլորացնում են մինչև ստանդարտով նախատեսված չափերը՝ 250, 320, 400, 500, 630, 800 և այլն: Թմբուկի երկարությունը ընդունում են ժապավենի լայնությունից 100...120մմ ավելի:

Հոլովակավոր հենարանների տեխնիկական բնութագիրը

Ժապավենի լայնությունը, B մմ	Հոլովակի տրամագիծը, D, մմ	Հոլովակի երկարությունը, ℓ , մ	Եզրային հոլովակի թեքության անկյունը, α , աստ	Հենարանային հոլովակի զանգվածը, կգ	Հենարանային հոլովակի պտտվող մասերի զանգվածը, m_h կգ
Ուղիղ հենարանային հոլովակներ					
200	83	250	-	3,7	3,0
300	83	350	-	4,8	4,1
400	83	450	-	7,7	7,0
500	102	550	-	8,9	8,0
600	102	650	-	10,9	9,9
650	102	700	-	11,3	10,5

Երկհոլովակ հենարան					
300	83	160	30	5,1	4,5
400	83	215	30	8,2	7,6
500	102	265	30	9,3	8,6
600	102	320	30	11,6	10,9
650	102	340	30	12,4	11,2
Ճոռաձև հենարանային հոլովակներ					
400	83	150	30	10,7	10,0
500	102	180	30	12,1	11,5
600	102	220	30	13,6	12,0
650	102	230	30	13,9	12,5
800	102	280	30	18,4	12,5

Թմբուկի և ժապավենի միջև շփման գործակիցը մեծացնելու, թմբուկի քարշային հատկությունը լավացնելու համար նրա մակերևույթը փայտապատում կամ ռետինապատում են (նկ.2.8.):



Նկ.2.8. Թմբուկներ.

ա-փայտապատված, բ-ռետինապատված:

Ճախարակներ և աստղանիվներ: Ճախարակներն ու աստղանիվներն օգտագործում են ճոպանի կամ շղթայի շարժման ուղղությունը փոխելու համար (նկ.2.9.):

Ճախարակի հիմնական չափերը որոշում են ճոպանի տրամագծից կախված: Ճախարակները պատրաստում են СЧ 12-28 կամ СЧ 15-32 թուջից ձուլման եղանակով:

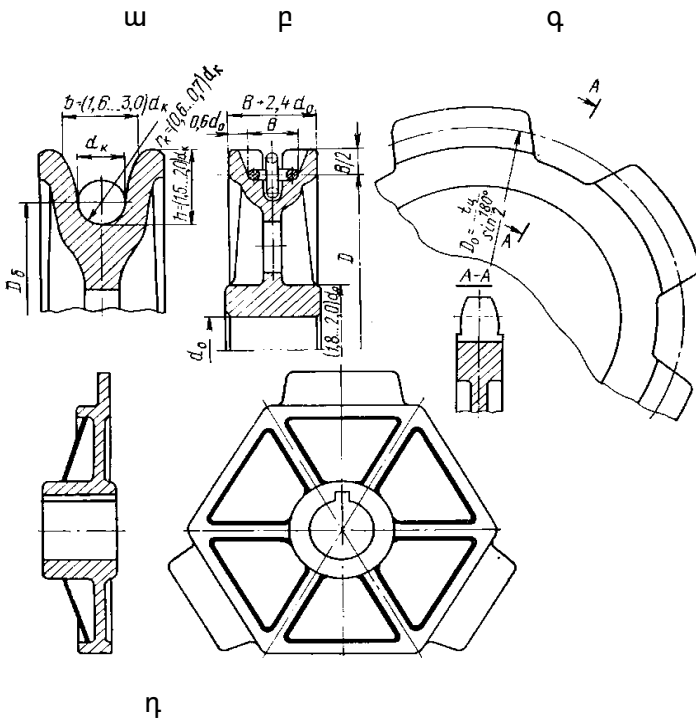
Կլորօղակ շղթաների ճախարակները (նկ.2.9.բ) ունեն բարձր կողերով փոսիկներ, որոնցում տեղավորվում են շղթայի օղակները: Ճախարակի սկզբնական շրջանագծի տրամագիծը հաշվարկվում է հետևյալ բանաձևով, ձեռքի շարժաբերով՝ $D = 20d$ և մեխանիկական շարժաբերով $D = 30d$, որտեղ d -ն շղթայի օղակի տրամագիծն է:

Թիթեղավոր շղթաների շարժման ուղղությունը փոխում են բազմակողմ ճախարակներով (նկ.2.9.գ) և աստղանիվներով (նկ.2.9.դ): Աստղանիվների ատամների նվազագույն թիվը ըն-

տրբվում է $z=6...8$: Աստղանիվի սկզբնական շրջանագծի տրամագիծը հաշվարկում են հետևյալ բանաձևով՝

$$D = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}} \right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}} \right)^2} \quad (2.7)$$

որտեղ t -ն շղթայի քայլն է, մմ, z - աստղանիվի ատամների քանակը:

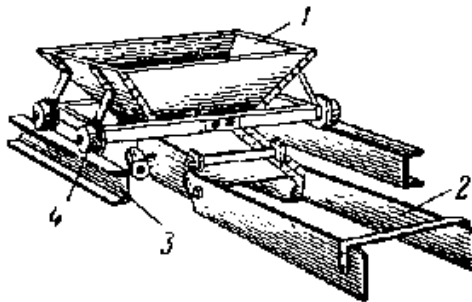


Նկ 2.9. Ճոպանների և շղթաների ուղղորդ սարքեր.
ա-հարթ ճախարակ ճոպանի համար, բ-բարձր կողերով
ատամնավոր ճախարակ օղակավոր շղթայի համար,
գ-ազմակողմ ճախարակ, դ-թիթեղավոր շղթայի աստղանիվ:

2.1.5. ԲԵՌՆՄԱՆ ԵՎ ԲԵՌՆԱԹԱՓՄԱՆ ՀԱՐՄԱՐԱՆՔՆԵՐ

Բեռնման հարմարանքները նախատեսված են փոխակրիչի բանոդ օրգանին բեռը մատուցելու համար: Նրանք պետք է ապահովեն բեռի հավասարաչափ մատուցումը այնպես, որ հարմարանքից ելքի ժամանակ բեռը ունենա բանոդ օրգանի արագությունը: Սորուն նյութեր բեռնելու համար օգտագործում են թեք պատերով տաշտակաձև հարմարանքներ (նկ.2.10.): Բեռի ազատ հոսքի համար տաշտակի պատի թեքության անկյունը $10-15^\circ$ -ով ավելի մեծ պետք է լինի նյութի և պատի միջև շփման անկ-յունից:

Տաշտակի ստորին մասի բացվածքի լայնությունը ընդունվում է ժապավենի լայնության 70%-ի չափով: Բեռնման հարմարանքը կարող է լինել շարժական կամ անշարժ: Շարժական հարմարանքները տեղակայվում են անիվների վրա, որով հնարավոր է դառնում բեռնում կատարել փոխակրիչի եզրագծի ցանկացած տեղամասում:



Նկ. 2.10. Բեռնման հարմարանք.

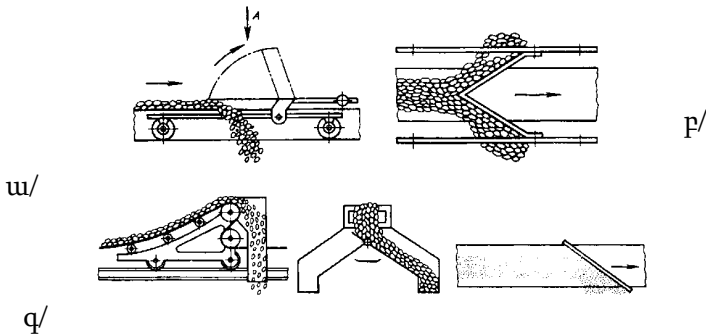
*1-տաշտակ, 2-ուղղորդներ, 3-փոխակրիչի շրջանակ,
4-անիվներ:*

Բեռնաթափման հարմարանքները նախատեսված են բեռը փոխակրիչի եզրագծի անհրաժեշտ տեղամասում անխափան բեռնաթափելու համար: Մեծ մասամբ ժապավենային փոխակրիչներում բեռնաթափումը կատարվում է պարապլնթաց թըմ-

բուկի վրայով, և այդտեղ տեղակայվում է բեռնաթափման ձագար սորուն նյութերի համար և և ճոռ՝ հատային բեռների համար:

Հաճախ սորուն նյութերի բեռնաթափման համար օգտագործում են միակողմանի և երկկողմանի բեռնաթափիչ սայլակներ (նկ.2.11.ա, գ): Բեռնաթափիչ սայլակը տեղաշարժվում է փոխակրիչի երկարությամբ և հնարավորություն է ստեղծվում բեռի բեռնաթափում ցանկացած տեղում:

Սորուն բեռների բեռնաթափման համար օգտագործում են նաև պարզ կառուցվածքի միակողմանի և երկկողմ (նկ.2.11.բ) բեռնաթափիչ սարքեր, որոնք տեղակայվում են ժապավենի վրա ցանկացած տեղում: Բեռը հանդիպելով սարքին սահում է նրա նկատմամբ և թափվում: Միակողմանի բեռնաթափիչ սարքը օգտագործվում է հատային բեռների բեռնաթափման համար:



Նկ.2.11. Բեռնաթափման հարմարանքների սխեմաներ.

ա,գ,-շարժական միակողմանի և երկկողմ բեռնաթափիչ սայլակ, բ-միակողմանի և երկկողմ բեռնաթափիչ տախտակ:

**ԳԼՈՒԽ 3. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆՈՎ, ԱՆԸՆԴՀԱՏ
ԳՈՐԾՈՂՈՒԹՅԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ
ՏԵՍՈՒԹՅԱՆ ՀԻՄՈՒՆՔՆԵՐԸ**

**3.1. ԱՆԸՆԴՀԱՏ ԳՈՐԾՈՂՈՒԹՅԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ
ԱՐՏԱԴՐՈՂԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆԸ**

Միավոր ժամանակում փոխադրված բեռի քանակությունը անվանում են փոխակրիչի արտադրողականություն: Փոխակրիչների հաշվարկի ժամանակ տարբերում են տեսական, տեխնիկական և շահագործական արտադրողականություն:

Տեսական արտադրողականությունը փոխակրիչի քարշային օրգանի առավել բեռնված վիճակում ստացվող արտադրողականությունն է:

Տեխնիկական արտադրողականությունը տրվում է մեքենայի գործարանային բնութագրում և համապատասխանում է փոխակրիչի աշխատանքի անվանական ռեժիմին: Տեխնիկական արտադրողականությունը փոքր է տեսականից:

Շահագործական արտադրողականությունը միշտ որոշում են փոխակրիչի փաստացի աշխատանքային ռեժիմի պայմաններում, հաշվի առնելով նրա հուսալիությունը և ժամային օգտագործման գործակիցը (աշխատանքի ընդհատումները տեխնիկական տեխնոլոգիական ու կազմակերպական պատճառներով):

Արտադրողականության չափման հիմնական միավորը տ/ժ-ն է: Սակայն օգտագործում են նաև հերթափոխային, տարեկան արտադրողականություն: Եթե ընդունենք, որ v մ/վրկ արագությամբ շարժվող քարշային օրգանին բեռը մատուցվում է հավասարաչափ, q կգ/մ ինտենսիվությամբ, ապա փոխակրիչի տեսական արտադրողականությունը՝

$$Q = 3,6 \cdot qv, \text{ տ/ժ,} \quad (3.1)$$

որտեղ Q -ն փոխակրիչի ժամային արտադրողականությունն է, տ/ժ, q -ն քարշային օրգանի մեկ մետրի վրա գտնվող բեռի զանգվածն է, կգ/մ, v -ն քարշային օրգանի արագությունը, մ/վ:

Փոխակրիչները բեռը կարող են փոխադրել ինչպես անընդհատ հոսքով, այնպես էլ բաժիններով կամ հատերով (նկ.3.1): Երբ բեռը փոխադրվում է անընդհատ հոսքով (նկ.3.1.ա), ապա q -ն որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$q = F \cdot \rho, \text{ կգ/մ} \quad (3.2)$$

որտեղ F -ը քարշային օրգանի վրա բեռի ընդլայնական հատույթի մակերեսն է, մ², ρ -ն բեռի ծավալային խտությունը, կգ/մ³:

Երբ բեռը տեղափոխվում է բաժիններով, (նկ.3.1.բ), ապա՝

$$q = \frac{m}{a} = \frac{i \cdot \rho}{a}, \text{ կգ/մ} \quad (3.3)$$

որտեղ m -ը մեկ բաժին բեռի զանգվածն է, կգ, a -ն՝ բեռի բաժինների միջև հեռավորությունը, մ, i -ն՝ մեկ բաժին բեռի զբաղեցնող ծավալը, մ³:

Այսպիսով փոխակրիչի արտադրողականությունը, բեռը անընդհատ հոսքով տեղափոխելիս, որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$Q = 3,6 F \rho v, \text{ տ/ժ}, \quad (3.4)$$

բեռը բաժիններով տեղափոխելիս՝

$$Q = 3,6 \frac{mv}{a} = 3,6 \frac{i}{a} \rho v, \text{ տ/ժ}, \quad (3.5)$$

և երբ տեղափոխվում է հատային բեռ (նկ.3.1.գ)՝

$$Q = 3,6 \frac{m \cdot v}{a}, \text{ տ/ժ} \quad (3.6)$$

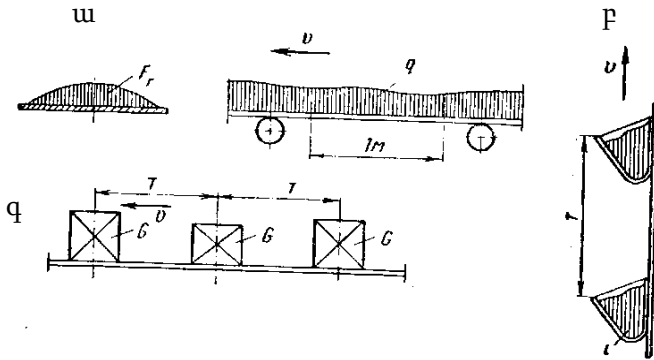
որտեղ m -ը հատային բեռի զանգվածն է, կգ:

Փոխակրիչի շահագործական արտադրողականությունը հաշվարկվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$Q_2 = Q \cdot k_w \cdot k_\theta, \quad (3.7)$$

որտեղ Q_2 -ն փոխակրիչի շահագործական արտադրողականությունն է, տ/ժ, k_w -ն՝ քարշային օրգանի բեռնման անհավա-

սարաչափության գործակիցը ($k_w=0.8...1.2$), k_σ -ն՝ ժամանակի օգտագործման գործակիցը ($k_\sigma=0.75...0.85$):



Նկ.3.1. Փոխակրիչով բեռի տեղափոխման սխեմա.
ա-անընդհատ հոսքով, բ-բաժիններով, գ-հատային:

Այսպիսով փոխակրիչի արտադրողականության վրա ազդող հիմնական պարամետրերն են քարշային օրգանի լայնությունը, արագությունը, բեռի ծավալային խտությունը, ժամանակի օգտագործման գործակիցը և այլն:

3.2. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆԻ ՇԱՐՇԱՅԻՆ ԴԻՄԱԴՐՈՒԹՅԱՆ ՈՒԺԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Քարշային օրգանով փոխակրիչների եզրագիծը, սովորաբար, կարող է ունենալ հորիզոնական, թեք, դարձի, բեռնման ու բեռնաթափման տեղամասեր: Աշխատանքի ժամանակ այդ տեղամասերում առաջանում են դիմադրության ուժեր, որոնց հաղթահարման վրա ծախսվում է շարժաբերի հզորության հիմնական մասը: Փոխակրիչը համարվում է այնքան կատարյալ, որքան փոքր են նրա աշխատանքային օրգանի շարժման ու բեռի փոխադրման դիմադրության ուժերն ու այն

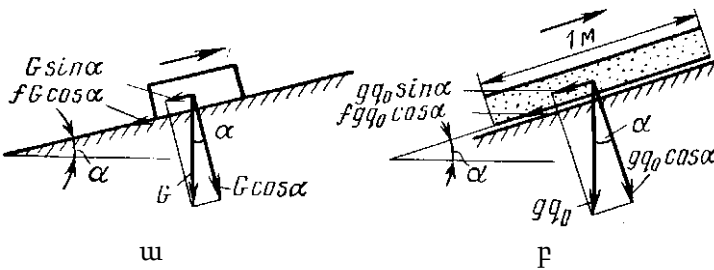
հզորությունը, որը ծախսվում է այդ դիմադրությունների հաղթահարման վրա:

Դիտարկենք, փոխակրիչի տարբեր տեղամասերում քարշային օրգանի շարժման և բեռի փոխադրման դիմադրության ուժերի հաշվարկման մեթոդները:

3.2.1. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆԻ ՇԱՐՇՄԱՆ ԴԻՄԱԴՐՈՒԹՅԱՆ ՈՒԺԵՐԻ ՈՐՈՐՇՈՒՄԸ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ԵԶՐԱԳԾԻ ՀՈՐԻԶՈՆԱԿԱՆ ԵՎ ԹԵՔ ՏԵՂԱՄԱՍԵՐՈՒՄ

Քարշային օրգանի շարժման դիմադրության ուժերը փոխակրիչի հորիզոնական և թեք տեղամասերում բաշխված են, այսինքն ազդում են փոխակրիչի ողջ եզրագծով և կախված հենարանային սարքերի տեսակից որոշվում են հետևյալ բանաձևերով:

Երբ փոխակրիչի քարշային օրգանը շարժվում է թեք տախտամածի վրայով նրա վրա ազդում են հետևյալ ուժերը (նկ.3.2), ժապավենի և նրա վրա գտնվող բեռի ծանրության ուժերը՝ $gq_0 = g(q + q_p)$, ժապավենի և տախտամածի միջև շփման ուժը $f \cdot gq_0 \cos \alpha$:



Նկ.3.2. Թեք տախտամածի վրայով շարժվող բեռի քարշային օրգանի վրա ազդող ուժերի սխեմա:

Քարշային օրգանի բեռնավորված ճյուղի համար, երբ բեռը գտնվում է քարշային օրգանի վրա, շարժման դիմադրության ուժը

փոխակրիչի թեք տեղամասի մեկ մետրի վրա որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$W = q_0 g (f \cos \alpha \pm \sin \alpha), \text{ ն/մ}, \quad (3.8)$$

որտեղ՝ $q_0 = q + q_p$, q -ն քարշային օրգանի մեկ մետրի զանգվածն է, կգ/մ, q_p -ն՝ քարշային օրգանի մեկ մետրի վրա բեռի

զանգվածն է, կգ/մ, $q_p = \frac{Q}{3,6v}$, f -ը՝ քարշային օրգանի և

տախտամածի միջև սահքի շփման գործակիցը,

g -ն՝ ազատ անկման արագացումը, մ/վրկ², α -ն՝ տախտամածի թեքության անկյունը: Ընդ որում «գումարած» նշանը վերաբերում է քարշային օրգանի վերելքով շարժմանը, իսկ «հանած» նշանը՝ վայրէջքին:

Քարշային օրգանի պարապընթաց ճյուղի համար $q_0 = q$:

Եթե տեղամասի երկարությունը հավասար է L -ի, ապա քարշային օրգանի շարժման դիմադրության ուժը կորոշվի հետևյալ արտահայտությամբ.

$$W_{\text{տ}} = q_0 g (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) L, \text{ Ն}, \quad (3.9)$$

Երբ բեռը փոխադրվում է տախտամածի վրայով, ապա քարշային օրգանի շարժման դիմադրության ուժը կորոշվի հետևյալ արտահայտությամբ

$$W_{\text{տ}} = [(f \cos \alpha \pm \sin \alpha)q + (f_1 \cos \alpha \pm \sin \alpha)q_p]gL, \text{ Ն}, \quad (3.10)$$

որտեղ f_1 -ը բեռի և տախտամածի միջև շփման գործակիցն է:

Փոխակրիչի հորիզոնական տեղամասերում քարշային օրգանի շարժման դիմադրության ուժերը որոշելու համար (3.9 և 3.10) արտահայտություններում տեղադրվում է $\alpha = 0$ և կստացվի համապատասխանաբար՝ երբ բեռը փոխադրվում է քարշային օրգանի վրա

$$W_{\text{տ}} = q_0 g f L, \text{ Ն}, \quad (3.11)$$

երբ բեռը փոխադրվում է տախտամածի վրայով

$$W_{\text{տ}} = (fq + f_1 q_p)gL, \text{ Ն}, \quad (3.12)$$

Այն դեպքում, երբ քարշային օրգանը շարժվում է հենարանային հոլովակների վրայով, ապա շարժման դիմադրության ուժերը հաշվարկվում են հետևյալ բանաձևով՝ քարշային օրգանի բեռնավորված ճյուղի հորիզոնական տեղամասում

$$W = (q_p + q + q_h)gLw, \text{ Ն}, \quad (3.13)$$

թեք տեղամասում

$$W = (q_p + q + q_h) \cdot g(w \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot L, \text{ Ն}, \quad (3.14)$$

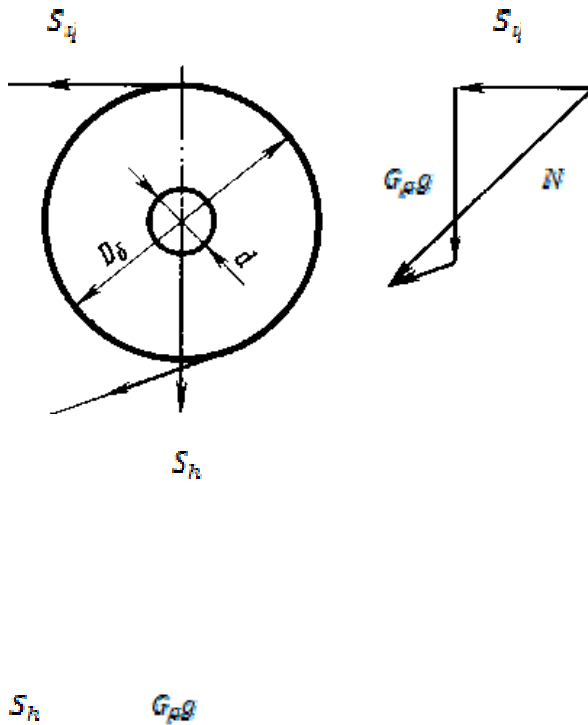
որտեղ q_h -ն հենարանային հոլովակների բաշխված զանգվածն է, կգ/մ, w - հոլովակների դիմադրության ընդհանուր գործակիցն է: Կախված շահագործման պայմաններից ընդունում են $w = 0,022 \dots 0,035$, (նորմալ պայմանների համար 0,022, իսկ վատ պայմանների՝ ցածր ջերմաստիճան, խոնավ, փոշի և այլն 0,035):

3.2.2. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆԻ ՇԱՐԺՄԱՆ ԴԻՄԱԴՐՈՒԹՅԱՆ ՈՒԺԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ԿՈՐԱԳԻԾ ՏԵՂԱՄԱՍԵՐՈՒՄ

Քարշային օրգանը փոխակրիչի դարձման տեղամասերում կարող է շարժվել տարբեր տեսակի դարձի հարմարանքի (թմբուկ, աստղանիվ, ճախարակ) վրայով: Դարձի հարմարանքում քարշային օրգանի շարժման դիմադրության ուժերը W_d առաջանում են առանցքակալներում՝ գլորման շփման ուժերից W_w ու քարշային օրգանի կոշտությունից՝ թմբուկը կամ աստղանիվն ընդգրկելիս W_y :

$$W_d = W_w + W_y, \text{ Ն}: \quad (3.15)$$

Լիսեռի առանցքակալներում դիմադրության ուժերը W_w -ն որոշելու համար դիտարկենք դարձի հարմարանքի վրայով քարշային օրգանի շարժման ժամանակ ազդող ուժերի սխեման (նկ.3.3):



Նկ. 3.3. Դարձի հարմարանքի վրա ազդող ուժերի սխեմա :

Դարձի հարմարանքի վրա ազդում են հետևյալ ուժերը՝ թմբուկը ընդգրկող քարշային օրգանի վրավազ ճյուղի ճիգը S_q , հեռացող ճյուղի ճիգը S_h , թմբուկի ծանրության ուժը $G_p \cdot g$, նորմալ ուժը N և առանցքակալների դիմադրության ուժերը W_w :

Լիսեռի առանցքակալների վրա ազդող նորմալ ուժը N դարձի հարմարանքի վրա ազդող բոլոր ուժերի երկրաչափական գումարն է.

$$\vec{N} = \vec{S_q} + \vec{S_h} + \vec{G_p \cdot g}, \text{ Ն:}$$

Առանցքակալներում դիմադրության ուժը W_w կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով.

$$W_{\omega} = \mu \cdot N \frac{d}{D_p}, \text{ Ն,} \quad (3.16)$$

որտեղ μ -ն շփման գործակիցն է առանցքակալներում, d -ն և D_p -ն համապատասխանաբար լիսեռի վզիկի և թմբուկի տրամագծերն են, մմ, G_p -ն թմբուկի զանգվածն է, կգ:

Քարշային օրգանի կոշտությունից առաջացող դիմադրության ուժը կախված քարշային օրգանի տեսակից, նրանում ճիգի մեծությունից, թմբուկի տրամագծից և որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$W_{\text{կ}} = a(Bb + S_{\text{կ}}) \frac{\delta}{D_p}, \text{ Ն} \quad (3.17)$$

որտեղ B -ն քարշային օրգանի (ժապավենի) լայնությունն է, $S_{\text{կ}}$ -ն՝ ժապավենում ճիգի մեծությունը, a -ն և b -ն փորձնական գործակիցներ են, δ -ն՝ ժապավենի հաստատությունը:

Այսպիսով դարձի հարմարանքում դիմադրության գումարային ուժը կլինի

$$W_{\eta} = \mu N \frac{d}{D_p} + a(Bb + S_{\text{կ}}) \frac{\delta}{D_p}, \text{ Ն,} \quad (3.18)$$

իսկ ճիգը քարշային օրգանում դարձից հետո՝

$$S_{\eta} = S_{\text{կ}} + W_{\eta} = S_{\text{կ}} + \mu N \frac{d}{D_p} + a(Bb + S_{\text{կ}}) \frac{\delta}{D_p}, \text{ Ն:} \quad (3.19)$$

Ստացված արտահայտությունը գործնական կիրառության համար բավականին բարդ է և հաշվարկների համար օգտագործում են հետևյալ պարզ բանաձևը.

$$S_{\eta} = \xi \cdot S_{\text{կ}}, \text{ Ն,} \quad (3.20)$$

որտեղ ξ -ն դարձի մեխանիզմի ընդհանրացված դիմադրության գործակիցն է, որի արժեքը, երբ ընդգրկման անկյունը $\alpha = 90^\circ$, $\xi = 1.03 \dots 1.05$ և երբ $\alpha = 180^\circ$, $\xi = 1.05 \dots 1.07$:

3.2.3. ԴԻՄԱԴՐՈՒԹՅԱՆ ՈՒԺԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ԲԵՌՆՄԱՆ ՏԵՂԱՄԱՍՈՒՄ

Փոխակրիչի բեռնման ժամանակ, եթե բեռը մատուցվի ժապավենի շարժման ուղղությամբ զրոյական սկզբնական արագությամբ, ապա բեռը արագությունը ձեռք կբերի ժապավենի վրա: Դրա պատճառով բեռնման կետում կստեղծվի լրացուցիչ դիմադրության ուժեր, որոնք պատճառ կդառնան ժապավենի մաշի:

Ժապավենի մաշը կանխելու, դիմադրության ուժերը նվազեցնելու համար անհրաժեշտ է, որ բեռը մատուցվի ժապավենին հնարավորին չափ փոքր հարաբերական արագությամբ:

Բեռնման տեղամասում դիմադրության ուժերը բաղկացած են բեռի իներցիոն և բեռի ու ժապավենի միջև շփման ուժերից: Ընդունելով, որ բեռի սկզբնական արագությունը V_0 է, իսկ ժապավենի շարժման արագությունը V , ապա բեռին հաղորդվող կինետիկ էներգիան կլինի

$$E = Q \frac{V^2 - V_0^2}{2}, \quad (3.21)$$

որտեղ Q -ն փոխակրիչի վայրկյանական մատուցումն է, կգ/վ:

Նշված կինետիկ էներգիան հաղորդվում է բեռին հաստատուն F_2 շփման ուժի միջոցով, որը առաջանում է բեռի և ժապավենի միջև: Ընդունելով, որ բեռի արագությունը V_0 -ից հասնում է V հավասարաչափ արագացումով, ապա կարող ենք որոշել այդ գործընթացի վրա ծախսվող հզորությունը N -ը:

$$N = F_2 \frac{V + V_0}{2}, \quad (3.22)$$

Հավասարեցնելով իրար (3.21) և (3.22) հավասարումները և ընդունելով, որ դիմադրության ուժը $W_p = F_2$ կստանանք բեռնավորման կետում բեռի մատուցման դիմադրության ուժը.

$$W_p = Q(V - V_0), \text{ Ն:} \quad (3.23)$$

Ստացված արտահայտությունից հետևում է, եթե բեռի սկզբնական արագությունը $V_0 = 0$, ապա բեռնման դիմադրության ուժը կլինի առավելագույնը $W_p = Q \cdot V$, իսկ երբ բեռը մատուցվում է $V_0 = V$ արագությամբ, ապա բեռնման դիմադրությունը բացակայում է $W_p = 0$: Բեռնման հարմարանքները նախագծելիս անհրաժեշտ է անել այնպես, որ բեռի սկզբնական արագությունը մեծությամբ և ուղղությամբ համընկնի քարշային օրգանի շարժման արագությանը:

3.3. ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՇԱՐԺԱԲԵՐԻ, ՁԳՈՂ ԿԱՅԱՆԻ ՏԵՂԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅՈՒՆՆ ՈՒ ՇԱՐԺԻՉԻ ՀԶՈՐՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Փոխակրիչի նախագծման ժամանակ կարևոր է շարժաբերի և ձգող կայանի տեղի ընտրությունը: Սովորաբար շարժաբեր կայանը տեղակայվում է փոխակրիչի այն մասում, որտեղ քարշային օրգանում շարժման դիմադրության ուժերը առավելագույնն են: Այդ դեպքում քարշային օրգանում ճիգերի մեծությունները ստացվում են փոքր և ձգող կայանով քարշային օրգանում ստեղծվող նախնական ձգվածությունը նույնպես փոքրանում է: Ընդհանրացնելով վերը շարադրվածը, նշենք, որ ոչ բարդ եզրագծով փոխակրիչներում շարժաբերը տեղակայում են բեռնաթափման տեղամասում, որի շնորհիվ մեծանում է քարշային օրգանի երկարակեցությունը, փոքրանում էլեկտրաշարժիչի պահանջվող հզորությունը:

Ձգող կայանը տեղակայում են փոխակրիչի այն տեղամասում, որտեղ քարշային օրգանում շարժման դիմադրության ուժերը նվազագույնն են, ինչը նպաստում է ձգող կայանի եզրաչափքերի ու զանգվածի փոքրացմանը: Սովորաբար ձգող կայանը տեղակայում են փոխակրիչի շարժաբերի հակադիր կողմում, դարձի հարմարանքի (թմբուկ, աստղանիվ, ճախարակ) վրա:

Փոխակրիչի շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորության որոշման համար անհրաժեշտ է իմանալ քարշային օրգանը

շարժման մեջ դնող քարշային ուժի մեծությունը: Այդ ուժի մեծությունը որոշելու համար կատարում են փոխակրիչի քարշային հաշվարկ, որի համար կիրառում են փոխակրիչի եզրագծի շրջանցման եղանակը և որոշում ճիգի մեծությունը քարշային օրգանի բնորոշ կետերում: Դրա համար փոխակրիչի եզրագիծը բաժանում են համանման դիմադրության ուժեր ունեցող տեղամասերի, այնուհետև քարշային օրգանի շարժման ուղղությամբ եզրագիծը շրջանցելով որոշվում է դիմադրության ուժերը նրա բնորոշ կետերում (նկ.3.4): Հաշվարկը սկսում են տանող թմբուկից (աստղանիվից, ճախարակից) քարշային օրգանի հեռացող կետից 1, որտեղ ճիգի մեծությունն է S_1 : Ճիգի մեծությունը քարշային օրգանի տվյալ կետում որոշում են հատկյալ կարգով. եզրագծի $i+1$ կետի ճիգը՝ S_{i+1} , հավասար է նախորդ i կետի ճիգին՝ S_i գումարած i և $i+1$ կետերի միջև գտնվող տեղամասի դիմադրության ուժերը $W_{i...(i+1)}$

$$S_{i+1} = S_i + \sum W_{i...(i+1)} \quad (i=1,2,...,n): \quad (3.24)$$

Փոխակրիչի բոլոր n տեղամասերի համար կիրառելով (3.24) հավասարումը գտնում են փոխակրիչի եզրագծի բոլոր բնորոշ կետերում քարշային օրգանում ճիգերի մեծությունները: Հաշվարկների արդյունքում ստացվում են $S_1, S_2, ..., S_n$ ճիգերի մեծությունները: Այնուհետև որոշվում է քարշային ուժը՝ P , որը իրենից ներկայացնում է վերջնական S_n և սկզբնական S_1 ճիգերի տարբերությունը՝

$$P = S_n - S_1 + W_1 = \sum_{i=1}^n W_{i...(i+1)}, \text{ Ն} \quad (3.25)$$

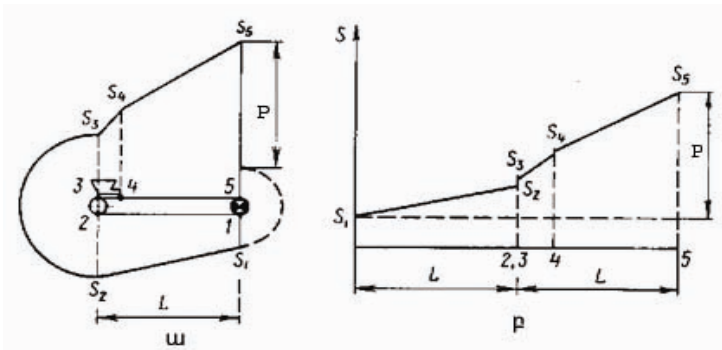
որտեղ W_n - շարժման դիմադրության ուժն է տանող թմբուկում (աստղանիվում):

Փոխակրիչի շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը կլինի՝

$$N = \frac{P \cdot V}{1000\eta} = \frac{\sum_{i=1}^n W_{i...(i+1)}}{1000\eta} V, \text{ կՎտ}, \quad (3.26)$$

որտեղ P -ն քարշային կամ շրջանագծային ուժն է, V -ն քարշային օրգանի արագությունը, մ/վ, η -ն շարժաբերի Օ.Գ.Գ.-ն:

Հաշվարկի արդյունքները դիդակտիկ դարձնելու համար այն ներկայացնում են գրաֆիկական տեսքով (նկ.3.4.ա): Դրա համար բնորոշ կետերի ճիգերի մեծությունները որոշակի մասշտաբով տեղադրում են փոխակրիչի եզրագծի համապատասխան կետերում օրդինատների առանցքի ուղղությամբ և միացնում իրար ուղիղ գծերով ու կորագծերով: Նույնը կատարվում է նաև քարշային օրգանի փովածքի վրա: Աբսցիսների առանցքի վրա որոշակի մասշտաբով տեղադրվում է քարշային օրգանի փովածքը, իսկ օրդինատների առանցքի վրա ճիգերի մեծությունները (նկ.3.4.բ): Այդպիսի գրաֆիկներին հաճախ անվանում են քարշային օրգանում ճիգերի դիագրամա:



Նկ.3.4. Փոխակրիչի հաշվարկային սխեմա և քարշային օրգանում ճիգերի դիագրամա.

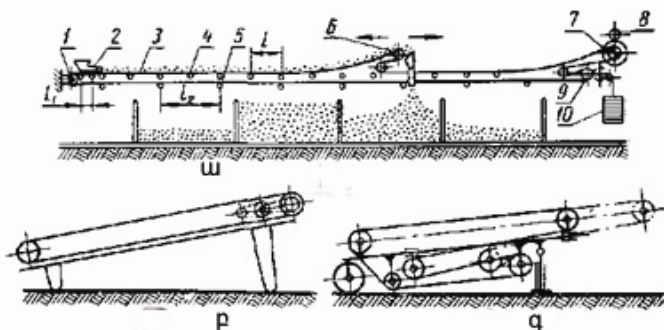
ա-փոխակրիչի հաշվարկային սխեմա և քարշային օրգանում ճիգերի դիագրաման ուրվագծի վրա, բ- ճիգերի դիագրաման քարշային օրգանի փովածքի վրա:

ԳԼՈՒԽ 4. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆՈՎ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ

4.1. ԺԱՊԱՎԵՆԱՅԻՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ

4.1.1. ԺԱՊԱՎԵՆԱՅԻՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ

Ժապավենային փոխակրիչները լայնորեն օգտագործվում են տնտեսության շատ ճյուղերում՝ շինարարության, արդյունաբերության, գյուղատնտեսության մեջ՝ շնորհիվ շահագործական բարձր հատկությունների: Նրանք նախատեսված են սորուն, մանրակտոր և հատային բեռները կարճ և միջին հեռավորությունների վրա փոխադրելու համար: Լինում են հորիզոնական և թեքադիր, ստացիոնար վերատեղակայվող և շարժական (նկ.4.1):



Նկ. 4.1 Ժապավենային փոխակրիչի սխեմաներ.

*ա-ստացիոնար; բ-վերատեղակայվող; գ-շարժական
1-պարապրնթաց թմբուկ, 2-բեռնման հարմարանք;
3-ժապավեն; 4 և 5 հենարանային հորովակներ; 6- բեռնաթափման
հարմարանք; 7-տանող թմբուկ; 8- շարժաբեր; 9- ձգող
հարմարանք; 10-ծանրոց:*

Գյուղատնտեսության մեջ ժապավենային փոխակրիչներն օգտագործվում են հացահատիկի, արմատապալարապտուղների պահեստներում, անասնաբուժական ֆերմաներում՝ կերերի բաշխման համար, թռչնաբուժական ֆաբրիկաներում՝ ձվերի հավաքման համար, կերախոհանոցներում՝ տեխնոլոգիական գծերում որպես սարքավորումների բաղկացուցիչ մաս՝ բեռնման, փոխադրման, բեռնաթափման աշխատանքներ կատարելու համար և այլն:

Ժապավենային փոխակրիչը (նկ.4.1.ա) բաղկացած է պարապլնթաց թմբուկից 1, բեռնման հարմարանքից 2, ժապավենից 3, հենարանային հոլովակներից 4, 5, բեռնաթափման հարմարանքից 6, տանող թմբուկից 7, շարժաբերից 8, ձգող հարմարանքից 9 և ծանրոցից 10: Փոխակրիչի հիմնական հանգույցը ձկուն անվերջ ժապավենն է, որի արժեքը կազմում է փոխակրիչի արժեքի մոտ 40...50%:

Ժապավենը հենվում է հենարանային հոլովակների վրա և շարժման մեջ է դրվում տանող թմբուկի և ժապավենի միջև առաջացող շփման ուժերի շնորհիվ: Տանող թմբուկի ու ժապավենի միջև անհրաժեշտ շփման ուժ (շրջանագծային կամ քարշային ուժ) ստանալու համար ձգող հարմարանքով ժապավենում ստեղծվում է նախնական ձգվածություն: Բեռը փոխադրվում է ժապավենի վերին ճյուղով և բեռնաթափումը կատարվում է միշտ տանող թմբուկի մոտ: Փոխակրիչի թեք մասի թեքության անկյան մեծությունը պայմանավորվում է բեռի ֆիզիկամեխանիկական հատկություններով (կտորավորության աստիճանով, բնական թեքության անկյունով, խոնավությամբ): Օրինակ՝ հացահատիկ տեղափոխելիս թեքության անկյունը կարող է կազմել մինչև 20°, կարտոֆիլ տեղափոխելիս՝ 12°, ավազի համար 15...24° և այլն:

Ստացիոնար փոխակրիչները տեղակայվում են մեկ տեղում և ապահովում են տվյալ արտադրության (կերախոհանոց, պահեստ, ալրաղաց և այլն), որոշակի գործընթաց: Ստացիոնար փոխակրիչների երկարությունը կարող է կազմել 4...100մ և ավել:

Շարժական ժապավենային փոխակրիչները (նկ.4.1.գ) կարելի է տեղափոխել համեմատաբար մեծ հեռավորությունների վրա, որի համար նրանք ունեն հենարանային անիվներ: Նրանք հեշտությամբ հարմարեցվում են տեղի պայմաններին համապատասխան բեռնման, բեռնաթափման աշխատանքներ կատարելու համար: Երկարությունը կարող է կազմել 10...15մ:

Վերատեղակայվող ժապավենային փոխակրիչները (նկ.4.1.բ) հենարանային անիվներ չունեն և տեղից տեղ տեղափոխվում են ոչ մեծ հեռավորության վրա, տվյալ արտադրական կառույցի սահմաններում:

Շարժական ժապավենային փոխակրիչներում շարժաբեր և ձգող կայանքները տեղակայվում են իրար մոտ: Բացի այդ նրանք ունեն երկարության և բարձրության փոփոխման, ձեռքի շարժաբերմամբ մեխանիզմներ: Արդյունաբերության կողմից թողարկվում են ՄТ-6, ՄТ-10, ЗТ-8,5 և СРТ-2 ժապավենային փոխակրիչներ, որոնց տեխնիկական բնութագիրը բերված է աղյուսակ 4.1-ում:

Աղյուսակ 4.1

Շարժական ժապավենային փոխակրիչների տեխնիկական բնութագիրը

Մակ- նիշը	Արտադրողակա- նությունը, տ/ժ	Շարժիչի հզորու- թյունը, կՎտ	Եզրաչափերը, մմ			Թեքու- թյան աստի- ճանը, աստ	Զանգ- վածը, կգ
			Երկարու- թյունը	Լայ- նու- թյունը	Բարձրու- թյունը		
ЛТ-6	55	3,0	6100	1360	2160	20	518
ЛТ-10	80	4,0	10200	1400	4500/2000	11...23	1000
ЗТ-8,5	100/50	4,5	8775	1450	3100	20	960
CPT-2	40	4,5	6200..10000	1375	2300/1450	10	1640

4.1.2. ԺԱՊԱՎԵՆԱՅԻՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Ժապավենային փոխակրիչի հաշվարկի համար որպես ելակետային տվյալներ են՝ փոխակրիչի արտադրողականությունը, եզրագիծը՝ բարձման ու բեռնաթափման տեղամասերով, թեքության անկյունը α , հորիզոնական և թեք տեղամասերի երկարությունները, փոխադրվող բեռի անվանումը, աշխատանքի պայմանները: Ժապավենային փոխակրիչի հաշվարկը հանգում է հոլովակավոր հենարանային հարմարանքների ընտրությանը, ժապավենի լայնության ու բեղթինգի շերտերի թվի, շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորության ու ռեդուկտորի փոխանցման թվի որոշմանը, ձգող կայանի տեսակի ընտրությանն ու հաշվարկին:

Ժապավենի լայնության հաշվարկը: Ժապավենի լայնությունը սորուն, մանրակտոր բեռներ փոխադրելիս որոշում են օգտվելով փոխակրիչի արտադրողականության բանաձևից (3.4):

$$Q = 3,6 \cdot F \cdot V \cdot \rho, \text{ տ/ժ}$$

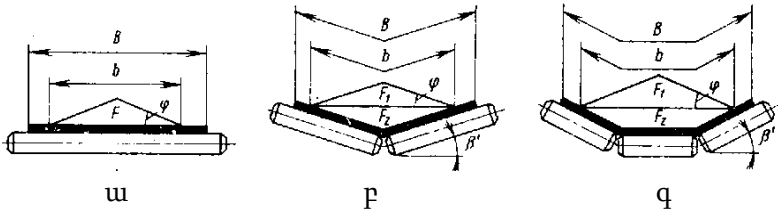
Ժապավենի վրա փոխադրվող սորուն բեռի ընդլայնական հատույթի մակերեսի մեծությունը F կախված է ժապավենի լայնությունից, հենարանային հոլովակների տեսակից, ծայրային հոլովակների թեքության անկյունից, բեռի կտորավորության աստիճանից:

Բեռի ընդլայնական հատույթը տարբեր հոլովակավոր հենարանների համար ունի հետևյալ տեսքը (նկ.4.2):

Բազմաթիվ փորձերից պարզվել է, որ շարժման ժամանակ սորուն բեռի մակերևույթը պարաբոլաձև է: Սակայն արտադրողականության հաշվարկի ժամանակ, պարզության համար, այդ ձևը փոխարինվում է եռանկյունաձևի, պայմանով, որ նրանց մակերեսները լինեն հավասար:

Գործնականորեն սահմանվել է, որ բեռի ընդլայնական հատույթի հիմքի լայնությունը՝ $b = 0,8B$, հենարանային հոլովակների թեքության անկյունը՝ երկհոլովակի համար

$\beta' = 20^\circ$ և 30° (նկ.4.2.բ), ճոռաձևի համար՝ $\beta' = 30^\circ$ և 36° (նկ.4.2.գ):



Նկ. 4.2. Մորուն բեռի ընդլայնական հատույթը.

ա-ուղիղ հենարանային հոլովակի համար, բ- երկհոլովակի համար, գ-ճոռաձև հոլովակային հենարանի համար:

Ընդունելով, որ շարժման ժամանակ բեռի բնական թեքության անկյունը $\varphi_1 = 0,35\varphi_0$ (տես գլուխ 1. §1.2) հաշվարկենք բեռի ընդլայնական հատույթի մակերեսը՝

ա) ուղիղ հենարանային հոլովակի համար (նկ.4.2.ա)

$$F = 0,25b^2 \operatorname{tg} \varphi_1 = 0,16B^2 \operatorname{tg}(0,35\varphi_0) \quad (4.1)$$

բ) երկհոլովակի համար, (նկ.4.2 բ)

$$F = F_1 + F_2 = 0,25b^2 [\cos^2 \beta' \cdot \operatorname{tg}(0,35\varphi_0) + 0,5 \sin \beta'] = 0,16B^2 [\cos^2 \beta' \cdot \operatorname{tg}(0,35\varphi_0) + 0,5 \sin \beta'] \quad (4.2)$$

գ) ճոռաձև հենարանային հոլովակների համար (նկ.4.2.գ)

$$F = F_1 + F_2 = 0,25b^2 \left[\cos \beta' + \frac{\ell}{b} (1 - \cos \beta')^2 \right]^2 \times \left(\operatorname{tg}(0,35\varphi_0) + \operatorname{tg} \beta' - \frac{\ell^2}{b^2} \operatorname{tg} \beta' \right) \quad (4.3)$$

Եթե փոխակրիչը ունի թեք տեղամաս, ապա անհրաժեշտ է ընդլայնական հատույթի մակերեսի մեծությունը բազմապատկել c_p գործակցով, որը հաշվի է առնում մակերեսի փոքրացումը թեքության α անկյունից կախված: Հաշվարկների համար c_p -ի արժեքը α° -ից կախված բերված է աղյուսակ 4.2-ում:

Աղյուսակ 4.2

c_p գործակցի արժեքը α անկյունից կախված

α°	0...10	10...15	15...20	20...25
c_p	1,0	0,95	0,9	0,85

Ընդունելով $\beta' = 30^\circ$, $\ell = 0,4B$ և տեղադրելով այդ արժեքները (4.2) և (4.3) բանաձևերի մեջ կստանանք՝ երկհոլովակի համար բեռի ընդլայնական հատույթի մակերեսը

$$F = B^2 [0,12c_p \operatorname{tg}(0,35\varphi_0) + 0,04] \quad (4.4)$$

Ճոռաձև հոլովակավոր հենարանի համար՝

$$F = B^2 [0,16c_p \operatorname{tg}(0,35\varphi_0) + 0,0435] \quad (4.5)$$

Տեղադրելով ընդլայնական հատույթի մակերեսի որոշման համար ստացված արտահայտությունները արտադրողականության բանաձևի մեջ կստանանք՝

ա) ուղիղ հենարանային հոլովակի համար

$Q = 3,6 \cdot 0,16c_p B^2 \operatorname{tg}(0,35\varphi_0) \rho V = 0,576c_p B^2 \operatorname{tg}(0,35\varphi_0) \rho V$, իսկ ժապավենի լայնությունը,

$$B = \sqrt{\frac{Q}{0,576c_p \operatorname{tg}(0,35\varphi_0) \rho V}}, \text{ մ,} \quad (4.6)$$

բ) երկհոլովակի համար

$$Q = 3,6 \cdot B^2 [0,12c_p \operatorname{tg}(0,35\varphi_0) + 0,04] \rho V,$$

ժապավենի լայնությունը՝

$$B = \sqrt{\frac{Q}{[0,432c_p \operatorname{tg}(0,35\varphi_0) + 0,144] \rho V}}, \text{ մ,} \quad (4.7)$$

գ) Ճոռաձև հոլովակների համար

$$Q = 3,6 \cdot B^2 [0,16c_p \operatorname{tg}(0,35\varphi_0) + 0,0435] \rho V \text{ և}$$

ժապավենի լայնությունը՝

$$B = \sqrt{\frac{Q}{[0,576c_p \lg(0,35\varphi_0) + 0,157]\rho V}} , \text{ մ}, \quad (4.8)$$

Կտորավոր բեռներ փոխադրելիս ժապավենի լայնությունը պետք է բավարարի հետևյալ պայմանին՝

$$B \geq (2,7...3,2)a_{\max} : \quad (4.9)$$

Հատային բեռներ փոխադրելիս, եթե բեռի լայնությունը b է, ապա ժապավենի լայնությունը

$$B = b + 1, \text{ մ} \quad (4.10)$$

Ժապավենի շարժման արագությունը: Ինչպես հետևում է (4.6), (4.7), (4.8) բանաձևերից, ժապավենի լայնությունը կախված է նրա շարժման արագությունից: Այն ընտրում են ելնելով փոխադրվող բեռի ֆիզիկամեխանիկական հատկություններից՝ (խտությունից, կտորավորությունից), բեռնման ու բեռնաթափման պայմաններից, փոխակրիչի շահագործման պայմաններից և այլն:

Ինչպես ցույց են տվել փորձերը և տեսական հաշվարկները նախընտրելի է փոխակրիչի արտադրողականությունը մեծացնել՝ փոքրացնելով ժապավենի լայնությունը մեծացնելով շարժման արագությունը: Արագության մեծացմանը զուգընթաց փոքրանում են բոլոր հանգույցների չափերը և զանգվածը:

Սակայն միշտ չէ, որ արագության մեծացումը բերում է դրական արդյունքների: Հաճախ մեծ արագության պայմաններում փոխադրվող բեռը թափվում է ժապավենի վրայից:

Փորձնական եղանակով որոշվել է ժապավենի թույլատրելի արագությունները բեռի տեսակից կախված, որը բերված է աղյուսակ 4.3-ում:

Ժապավենի, հաշվարկով ստացված, լայնությունը կլորացվում է մինչև ստանդարտով նախատեսված չափը:

Փոխակրիչի քարշային հաշվարկ կատարելիս անհրաժեշտ է իմանալ ժապավենի մեկ մետրի զանգվածը, որը որոշվում է (2.3) բանաձևով: Հենարանային հոլովակների միջև հեռավորության մեծության ընտրությունը շատ կարևոր է, որովհետև այդ մեծությունով պայմանավորվում է ժապավենի ճկվածքի չափը:

Ժապավենի մեծ ճկվածքը բերում է շարժման դիֆադրության ուժերի աճին և վերջին հաշվով՝ փոխակրիչի աշխատանքի հուսալիության նվազմանը: Հոլովակների միջև հեռավորությունը հիմնականում կախված է ժապավենի լայնությունից ու բեռի տեսակից:

Աղյուսակ 4.3

Ժապավենի թույլատրելի արագությունն ըստ փոխադրվող բեռի տեսակի

Հ/հ	Բեռի անվանումը	Ժապավենի արագությունը, V, մ/վ
1	Ցորեն, գարի, հաճար, եգիպտացորեն	2,2...4,0
2	Արևածաղիկ (սերմեր)	2,0...2,5
3	Եգիպտացորեն (կոորերով)	1,5...1,75
4	Այլուր, հացահատիկային թափոններ, համակցված կեր	0,8...1,25
5	Թեփ	1,5...2,0
6	Պարկով այլուր	0,75...1,5
7	Արկղով բեռներ	0,8...1,2

Հոլովակների միջև հեռավորությունը ℓ_h կախված ժապավենի լայնությունից որոշվել է փորձնական ճանապարհով և բերված է աղյուսակ 4.4-ում:

Բեռնման տեղամասում հոլովակների միջև հեռավորությունը ընդունում են երկու անգամ փոքր բեռնավորված ճյուղի հոլովակների միջև հեռավորությունից:

Քարշային հաշվարկի ժամանակ անհրաժեշտ է հաշվել հենարանային հոլովակի բաշխված զանգվածը q_h կգ/մ, որը իրենից ներկայացնում է հոլովակի պտտվող մասերի զանգվածի m_h հարաբերությունը նրանց միջև հեռավորության ℓ_h վրա:

$$q_h = \frac{m_h}{\ell_h}, \text{կգ/մ:} \quad (4.11)$$

Աղյուսակ 4.4

Հենարանային հոլովակների միջև հեռավորությունը ℓ_h , մմ:

Ժապավենի լայնությունը, մմ	Պարապընթաց ճյուղ, ուղիղ հեռանկարանային հոլովակ, ℓ_u	Բեռնված ճյուղ, ճոռածն հենարանային հոլովակ, ℓ_p
300	3000...4500	1600...2200
400	2700...4000	1400...1700
500	2400...3600	1300...1600
650	2100...3300	1250...1500
800	1800...3000	1200...1350

Հաշվարկներով որոշելով ժապավենի B լայնությունը, ժապավենի մեկ մետրի q զանգվածը, ժապավենի մեկ մետրի վրա բեռի q_p զանգվածը և հոլովակների բաշխված q_h զանգվածը կատարում են փոխակրիչի քարշային հաշվարկ:

Ժապավենային փոխակրիչի քարշային հաշվարկը

Ժապավենային փոխակրիչի քարշային հաշվարկը կատարվում է ժապավենի բնորոշ կետերում ճիգերի մեծությունները որոշելու համար: Օգտագործելով գլուխ 3-ում շարադրված դիմադրությունների հաշվարկման մեթոդիկան ժապավենային փոխակրիչի քարշային հաշվարկը կատարենք նկ.4.3-ում բերված սխեմայի համար: Այդ նպատակով փոխակրիչի եզրագիծը /կոնտուրը/ բաժանվում է համանման դիմադրության ուժեր ունեցող տեղամասերի և դրանք համարակալվում են՝ տեղամաս (1...2), տեղամաս (2...3); (3...4); (4...5); (5...6) և (6...1): Ժապավենի շարժման ուղղությամբ փոխակրիչի եզրագիծը շրջանցվում է և համապատասխան տեղամասում որոշվում են

Ժապավենի շարժման դիմադրության ուժերը: Հաշվարկը սկսվում է տանող թմբուկից ժապավենի հեռացող կետից 1, որտեղ ճիգի մեծությունը նշանակվում է S_1 : Հաջորդ 2 կետում ժապավենի ճիգի հաշվարկման համար ընդունվում է հետևյալ կարգը. կոնտուրի տվյալ կետի ճիգը՝ S_{i+1} , հավասար է նախորդ S_i կետի ճիգի և $i... (i+1)$ տեղամասում դիմադրության ուժերի $W_{i-(i+1)}$ գումարին /բանաձև 3.24, գլուխ 3/: Ժապավենի պարապընթաց ճյուղի թեք տեղամասում շարժման դիմադրության ուժը որոշվում է՝

$$W_{1...2} = (q_{\phi} + q'')gI(\omega \cos \alpha \pm \sin \alpha), \text{ Ն,} \quad (4.12)$$

որտեղ l -ը թեք տեղամասի ժապավենի երկարությունն է, մ, ω -ն՝ հենարանային հոլովակներում գլորման դիմադրության գործակիցը, g -ն՝ ազատ անկման արագացումը, մ/վրկ²:

Հենարանային հոլովակներում կիրառվում են գլորման առանցքակալներ, որոնց համար դիմադրության գործակցի ω արժեքը կախված շահագործական պայմաններից, բերված է աղյուսակ 4.5-ում:

Աղյուսակ 4.5

Հենարանային հոլովակների դիմադրության գործակիցը

Շահագործական պայմաններ	Հենարանային հոլովակներ		
	Ուղիղ	Երկհոլովակ	Ճոռաձև
Մաքուր, չոր շինություն	0,018	0,019	0,02
Քիչ փոշոտ, չոր շինություն	0,022	0,024	0,025
Շատ փոշոտ, չոր շինություն	0,03	0,033	0,035
Բացօթյա, փոշոտ, խոնավ պայմաններ	0,035	0,038	0,04

Ժապավենի պարապընթաց ճյուղի (1...2) ուղիղ տեղամասում շարժման դիմադրության ուժը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$W_{1...2} = (q_{\partial} + q'')gl \omega, \text{ Ն}, \quad (4.13)$$

իսկ թեք (2...3) տեղամասում՝ հետևյալ բանաձևով՝

$$W_{2...3} = (q_{\partial} + q'')gl_2(\omega \cos \alpha \pm \sin \alpha), \quad (4.14)$$

որտեղ l_2 -ը փոխակրիչի ուղիղ տեղամասի ժապավենի երկարությունն է, մ:

Պարապընթաց թմբուկի (3...4) տեղամասում դիմադրության ուժը որոշվում է հետևյալ բանաձևով:

$$W_{3...4} = \xi \cdot S_3 \quad (4.15)$$

Ժապավենի բեռնավորված ճյուղի թեք տեղամասում շարժման դիմադրության ուժը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$W = (q_p + q_{\partial} + q') \cdot g \cdot l_1(\omega \cos \alpha \pm \sin \alpha), \text{ Ն}: \quad (4.16)$$

Ժապավենի բեռնավորված ճյուղի (5...6) ուղիղ տեղամասում շարժման դիմադրության ուժը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$W_p = (q_p + q + q') \cdot g \cdot l_1 \omega, \text{ Ն}: \quad (4.17)$$

որտեղ l_1 -ը թեք տեղամասում ժապավենի երկարությունն է:

Քարշային հաշվարկի արդյունքում ստացվում է ժապավենի վրավազ ճյուղի՝ առավելագույն ճիգի ($S_{\text{սն.}}$), որը նույն S_6 ճիգն է և հեռացող ճյուղի ճիգի (S_1) միջև կապը հետևյալ տես-քով

$$S_{\text{սն.}} = A_1 S_1 + B_1 \quad (4.18)$$

որտեղ A_1 , B_1 -ը՝ թվային գործակիցներ են, որոնք ստացվում են հաշվարկների արդյունքում:

Ստացվում է երկու անհայտով ($S_{\text{սն.}}$ և S_1) մեկ հավասարում: Խնդիրը լուծելու համար օգտվում են այն հանգամանքից, որ քարշային ուժը տանող թմբուկից ժապավենին փոխանցվում է շփման ուժերի շնորհիվ, ուստի $S_{\text{սն.}}$ և S_1 ճիգերի միջև կապն արտահայտվում է էյլերի հայտնի բանաձևով՝

$$S_{\text{սն.}} = S_1 e^{\mu'}, \quad (4.19)$$

որտեղ e -ն բնական լոգարիթմի հիմքն է,

μ -ն՝ ժապավենի և թմբուկի միջև շփման գործակիցը,

γ -ն՝ ժապավենի ընդգրկման անկյունը, ռադ.:

Ժապավենի և թմբուկի միջև շփման գործակցի μ մեծությունը կախված է կառուցվածքային պարամետրերից և շահագործական պայմաններից: Աղյուսակ 4.6-ում բերված են շփման գործակցի μ արժեքները կախված թմբուկի նյութից ու շահագործման պայմաններից:

Աղյուսակ 4.6

Շփման գործակցի μ արժեքները

Թմբուկի տեսակը	Շահագործման պայմանները	Շփման գործակիցը μ
Թուջե կամ պողպատյա	Չոր	0,30
	Խոնավ	0,20
	Շատ խոնավ	0,10
Ռետինապատ	Չոր	0,4
	Խոնավ	0,2
	Շատ խոնավ	0,15

Համատեղ լուծուելով (4.18) և (4.19) հավասարումները որոշվում են ժապավենի $S_{առ}$ և S_i ճիգերի մեծությունները: Ունենալով S_i ճիգի մեծությունը հաշվարկվում են S_2 , S_3 , ... S_i ճիգերը:

Որոշելով ճիգերի մեծությունները փոխակրիչի բնորոշ կետերում կառուցում են քարշային օրգանի ճիգերի դիագրամմա (մեթոդիկան շարադրված է գլուխ 3.8 3.2.3):

Առավելագույն ճիգի $S_{առ}$ մեծությամբ հաշվարկվում է ժապավենը ըստ ամրության (2.1) բանաձևով և բելթինգի շերտերի ստացված թիվը կլորացվում է մինչև ստանդարտով նախատեսված մոտակա ամբողջ թիվը:

Ձգող կայանի հաշվարկը: Իմանալով պարապընթաց թմբուկի ճուպանի վրավագ $S'_կ$ և հեռացող $S'_հ$ ճյուղերում ճիգերի

մեծությունները, որը տվյալ դեպքում համապատասխանում է S_3 և S_4 ճիգերին, հաշվարկում են թմբուկին տեղաշարժող ուժը՝ $P_{\delta.կ.}$.

$$P_{\delta.կ.} = S'_q + S'_h, \quad (4.20)$$

իսկ ծանրոցի զանգվածը՝ $G = \frac{P_{\delta.կ.}}{g}$, կգ:

Փոխակրիչի շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորության որոշումը:

Շարժիչի հզորությունը հաշվարկվում է (3.26) բանաձևով և ըստ հաշվարկային հզորության կատալոգից ընտրվում է n_2 պտուտաթվով էլեկտրաշարժիչ:

Հաշվարկվում է տանող թմբուկի պտուտաթիվը ըստ ժապավենի շարժման արագության v , հետևյալ բանաձևով.

$$n_p = \frac{60 \cdot v}{\pi D}, \text{ պտ/ր} \quad (4.21)$$

Այնուհետև հաշվարկվում է էլեկտրաշարժիչի և տանող թմբուկի միջև միջանկյալ փոխանցման (ռեդուկտորի) փոխանց-

ման թիվը՝ $i = \frac{n_2}{n_p}$ և կատալոգից ընտրվում համապատասխան ռեդուկտոր:

4.1.3 ԺԱՊԱՎԵՆԱՅԻՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ՕՐԻՆԱԿ

Հաշվարկել ժապավենային փոխակրիչ հետևյալ էլակետային տվյալներով՝ արտադրողականությունը $Q = 60$ տ/ժ, փոխադրվող բեռը՝ հացահատիկ, $\rho = 750$ կգ/մ³, թեք տեղամասի երկարությունը $\ell_1 = 8$ մ, հորիզոնական տեղամասի երկա-

րությունը $\ell_2 = 25$ մ, թեքության անկյունը $\alpha = 18^\circ$: Փոխակրիչի ուրվագիծը բերված է նկ.4.3-ում:

1. Հաշվարկենք ժապավենի լայնությունը: Ժապավենի բեռնավորված ճյուղի համար որպես հենարանային հոլովակներ ընտրենք երկհոլովակ տարբերակ, իսկ պարապլնթաց ճյուղի համար՝ ուղիղ: Ժապավենի շարժման արագությունը ըստ աղյուսակ 4.2-ի ընդունում ենք $V = 3$ մ/վ, բնական թեքության անկյունը՝ ըստ աղյուսակ 1.2-ի $\varphi = 34^\circ$, $c_p = 0,9$ համաձայն աղյուսակ 4.1-ի:

2. Ժապավենի լայնությունը հաշվարկում ենք (4.7) բանաձևով

$$B = \sqrt{\frac{Q}{[0,432c_p \operatorname{tg}(0,35\varphi + 0,144)]\rho v}} =$$

$$\sqrt{\frac{60}{(0,432 \cdot 0,9 \operatorname{tg} 12^\circ + 0,144) \cdot 750 \cdot 3}} = 0,345 \text{ մ}$$

Ժապավենի հաշվարկով ստացված լայնության մեծությունը կլորացնում ենք ստանդարտով նախատեսված լայնությանը համապատասխան և ընդունում ենք $B = 0,4$ մ:

3. Հաշվարկում ենք ժապավենի 1 մ-ի զանգվածը (2.3) բանաձևով $q_\sigma = (10 \dots 15)B = 15 \cdot B = 15 \cdot 0,4 = 6$ կգ/մ:

4. Աղյուսակ 4.3-ից ընտրում ենք հենարանային հոլովակների միջև հեռավորությունը ժապավենի բեռնըված ճյուղի համար՝ $\ell_p = 1500$ մմ և պարապլնթաց ճյուղի համար $\ell_{\text{պ}} = 3000$ մմ: Հոլովակների պտտվող մասերի զանգվածը ընտրում ենք աղյուսակ 2.1-ից $m'_h = 10,9$ կգ և $m''_h = 7,0$ կգ: Հաշվում ենք ժապավենի մեկ մետրի վրա հոլովակների պտտվող մասերի

զանգվածը համաձայն (4.11) բանաձևի

$$q' = \frac{m'_h}{\ell_p} = \frac{10,9}{1,5} = 7,27 \text{ կգ/մ}, \quad q'' = \frac{m''_h}{\ell_{\text{պ}}} = \frac{7}{3} = 2,33 \text{ կգ/մ}:$$

5. Հաշվում ենք փոխադրվող բեռի զանգվածը ժապավենի մեկ մետրի վրա (3.1) բանաձևով.

$$q_p = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{60}{3,6 \cdot 3} = 5,56 \text{ կգ/մ}:$$

6. Կատարում ենք փոխակրիչի քարշային հաշվարկ, նախօրոք նրա եզրագիծը բաժանելով միատեսակ դիմադրություն ունեցող տեղամասերի՝ 1...2, 2...3, 3...4, 4...5, 5...6, 6...1: Ճիգերը ժապավենում համապատասխան կետերում նշանակում ենք $S_1, S_2, \dots, S_6$: Որպես նվազագույն ճիգ ընդունում ենք S_1 (որը այժմ անհայտ է) և ժապավենի շարժման ուղղությամբ փոխակրիչի եզրագիծը շրջանցելով, արտահայտում ենք S_2, S_3, S_4, S_5, S_6 ճիգերը S_1 -ի միջոցով:

ա/ Ճիգի մեծությունը ժապավենի 2 կետում S_2 -ը համաձայն (3.24) բանաձևի կլինի.

$$S_2 = S_1 + W_{1...2}$$

$$W_{1...2} = (q_\sigma + q''_h) \cdot \ell_2 \omega = (6 + 2,33) \cdot 9,81 \cdot 25 \cdot 0,022 = 44,94 \text{ Ն}:$$

հետևաբար
$$S_2 = S_1 + 44,94 \text{ Ն}:$$

բ/ Ճիգի մեծությունը ժապավենի 3 կետում S_3 -ը կլինի

$$\begin{aligned} S_3 &= S_2 + W_{2...3} = S_1 + 44,94 + (q_\sigma + q''_h) \cdot g \cdot (\omega \cos \alpha - \sin \alpha) \frac{\ell_1}{\cos \alpha} = \\ &= S_1 + 44,94 + (6 + 2,33) \cdot 9,81 (0,022 \cos 18^\circ - \sin 18^\circ) \frac{8}{\cos 18^\circ} = S_1 - 154,6 \text{ Ն} \end{aligned}$$

գ/ Ճիգի մեծությունը ժապավենի 4 կետում S_4 -ը կլինի

$$S_4 = \xi \cdot S_3 = 1,06 \cdot (S_1 - 154,6) = 1,06 S_1 - 163,9 \text{ Ն}:$$

դ/ Ճիգի մեծությունը ժապավենի 5 կետում S_5 -ը կլինի

$$S_5 = S_4 + W_{4...5} = 1,06S_1 - 163,9 + (q_{\sigma} + q' + q_p) \cdot$$

$$\cdot g(\omega \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \frac{\ell_1}{\cos \alpha} = 1,06S_1 - 163,9 + (6 + 7,27 + 5,56) \cdot$$

$$\cdot 9,81 \cdot (0,022 \cos 18^\circ + \sin 18^\circ) \frac{8}{\cos 18^\circ} = 1,06S_1 + 349,4 \text{ Ն}$$

ե/ Ճիգի մեծությունը ժապավենի 6 կետում S_6 - ը կլինի

$$S_6 = S_5 + W_{5...6} = 1,06S_1 + 349,4 + (q_{\sigma} + q' + q_p) \cdot g \ell_2 \omega =$$

$$= 1,06S_1 + 349,4 + (6 + 7,27 + 5,56) \cdot 9,81 \cdot 25 \cdot 0,022 =$$

$$= 1,06S_1 + 451 \text{ Ն}$$

Օգտագործելով (4.19) բանաձևը ստացվում է հետևյալ հավասարումների համակարգը

$$\begin{cases} S_6 = 1,06S_1 + 451 \\ S_6 = S_1 e^{\mu\gamma} \end{cases}$$

Ընդունենք $\mu = 0.15$ համաձայն աղյուսակ 4.5-ի իսկ $\gamma = 180^\circ = \pi$ կստանանք

$$\begin{cases} S_6 = 1,06S_1 + 451 \\ S_6 = S_1 e^{0.15 \cdot 3.14} \end{cases}$$

Լուծելով համակարգը ստացվում է $S_1 = 835,2 \text{ Ն}$, $S_6 = 1336,5 \text{ Ն}$:

Այժմ որոշենք S_2 , S_3 , S_4 և S_5 ճիգերի մեծությունները, համապատասխան արտահայտություններում տեղադրելով S_1 -ի արժեքը:

$$S_2 = S_1 + 44,94 = 835,2 + 44,94 = 880,1 \text{ Ն}$$

$$S_3 = S_1 - 154,6 = 835,2 - 154,6 = 680,6 \text{ Ն}$$

$$S_4 = 1,06S_1 - 163,9 = 1,06 \cdot 835,2 - 163,9 = 721,6 \text{ Ն}$$

$$S_5 = 1,06S_1 + 349,4 = 1,06 \cdot 835,2 + 349,4 = 1234,8 \text{ Ն}$$

$$S_6 = 1,06S_1 + 451 = 1,06 \cdot 835,2 + 451 = 1336,5 \text{ Ն}:$$

7. Ըստ առավելագույն ճիգի S_6 մեծության հաշվարկվում է ժապավենի ամրությունը (2.1) բանաձևով և որոշվում նրանում բելթինգի շերտերի թիվը, ընդունելով գործվածքի նյութը БКНЛ-65, որի $k = 65$ ն/մմ և ամրության պաշարի գործակիցը $n = 10$:

$$Z = \frac{n \cdot S_6}{k \cdot B} = \frac{10 \cdot 1336,5}{65 \cdot 400} = 0,5$$

Ստացված թիվը կլորացնում են մինչև $z = 3$, քանի որ ժապավեններում բելթինգի շերտերի թիվը 3-ից պակաս չի լինում (տես գլուխ 1.):

8. Հաշվարկենք տանող թմբուկի տրամագիծը (2.6) բանաձևով

$$D = 125z = 125 \cdot 3 = 375 \text{ մմ}$$

9. Հաշվարկում ենք ձգող կայանի ծանրոցի զանգվածը (4.20) բանաձևով

$$G_\delta = \frac{S_3 + S_4}{g} = \frac{680,6 + 721,6}{9,81} = 142,9 \text{ կգ}$$

10. Քարշային կամ շրջանագծային ուժը տանող թմբուկի վրա կլինի

$$P = (S_6 - S_1) \xi = (1336,5 - 835,2) \cdot 1,06 = 531,4 \text{ Ն}$$

Էլեկտրաշարժիչի հզորությունը որոշվում է (3.26) բանաձևով

$$N = \frac{PV}{1000 \cdot \eta} = \frac{531,4 \cdot 3}{1000 \cdot 0,85} = 1,88 \text{ կՎտ}$$

Տեղադրելով ճիգերի գծային մեծությունները համապատասխան կետերում ժապավենին ուղղահայաց և դրանք միացնելով իրար կստանանք ճիգերի դիագրաման (նկ.4.3.բ):

Կատալոգից ընտրում ենք, ասինքրոն եռաֆազ էլեկտրաշարժիչ, որի $N = 2,2$ ԿՎտ և պտուտաթիվը $n_2 = 1440$ պտ/ր:

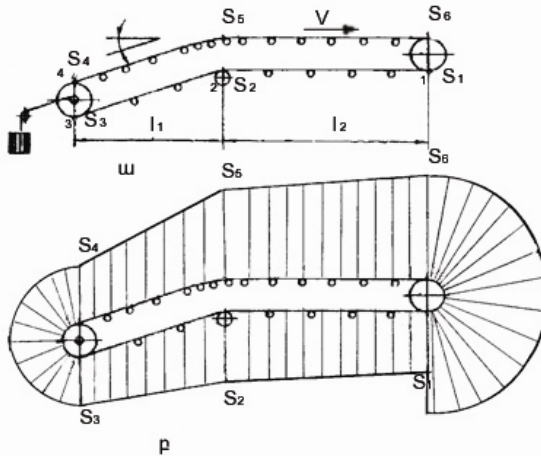
10. Հաշվում ենք տանող թմբուկի պտուտաթիվը (4.21) բանաձևով

$$n_p = \frac{60 \cdot V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,375} = 152,8 \text{ պտ/ր}$$

Որոշում ենք ռեդուկտորի փոխանցման թիվը

$$i = \frac{n_2}{n_p} = \frac{1440}{152,8} = 9,43$$

Ռեդուկտորների կատալոգից ընտրում ենք PM-250 ռեդուկտոր VIII տարբերակ, որի $i = 10,35$:



*Նկ.4.3. Ժապավենային փոխակրիչի սխեմա.
ա-հաշվարկային, բ- ժապավենում ճիգերի դիագրամա:*

11. Ընդունելով մասշտաբ $50\text{Ն}=1\text{մմ}$ կառուցենք ժապավենում ճիգերի դիագրաման (նկ.4.3.բ): Ճիգերի գծային մեծությունները կլինեն համապատասխանաբար

$$\begin{aligned} S_1 &= 835,2 : 50 = 16,7 \text{ մմ}, & S_2 &= 880,1 : 50 = 17,6 \text{ մմ}, \\ S_3 &= 680,6 : 50 = 13,6 \text{ մմ}, & S_4 &= 721,6 : 50 = 14,4 \text{ մմ}, \\ S_5 &= 1234,8 : 50 = 24,7 \text{ մմ}, & S_6 &= 1336,5 : 50 = 26,7 \text{ մմ}: \end{aligned}$$

4.2. ՇՂԹԱՅԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ
4.2.1. ՇՂԹԱՅԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ
ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ

Շղթայավոր փոխակրիչները նախատեսված են սորուն, մանրակտոր, հատային բեռների փոխադրման համար: Փոխակրիչներում որպես քարշային օրգան օգտագործվում են շղթաները, իսկ որպես բանող օրգան՝ քերակ, շերեփ, դարակ և այլն: Բանող օրգանի տեսակից կախված լինում են շղթայաքերակավոր, թիթեղավոր, շերեփավոր, դարակավոր և այլ փոխակրիչներ (նկ.4.4):

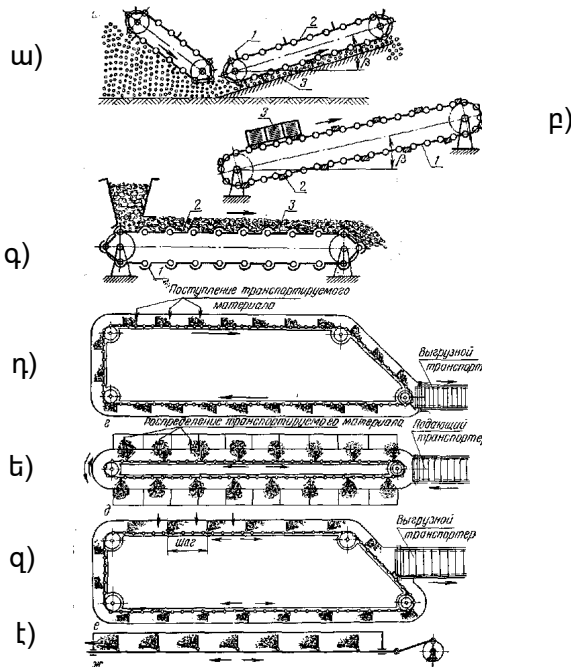
Գյուղատնտեսության մեջ լայն կիրառություն ունեն շղթայաքերակավոր փոխակրիչները, որոնք կարող են փոխադրել հացահատիկ, արմատապալարապտուղ, սիլոս, մանրված ծղոտ, խոտ, գոմաղբ և հատային բեռներ՝ (արկղով լուլիկ, պարկով ալյուր, թեփ, խոտի հակ և այլն): Շղթայաքերակավոր փոխակրիչները բեռի փոխադրումը կատարում են ճոռով, խողովակով կամ տախտամածի վրայով քարշ տալով:

Գյուղատնտեսական նշանակության փոխակրիչներում գերազանցապես կիրառվում են եռակցված, օղակավոր շղթաներ /նկ. 4.5 ա/, կեռիկավոր շղթաներ /նկ. 4.5 բ/, համակցված շղթաներ /նկ. 4.5 գ/: Թիթեղավոր շղթաները օգտագործվում են առավել ծանրաբեռնված փոխակրիչներում: Քանդովի շղթաները /նկ. 4.5 գ/ ավելի կատարյալ են և լայնորեն օգտագործվում են կախովի փոխակրիչներում:

Փոխադրող բեռի տեսակից կախված բանող օրգանը կարող է լինել քերակ, ձող, թիթեղ և այլն /նկ.4.5, է, ը, թ/: Քերակը օգտագործվում են բեռը բաժիններով փոխադրելու համար: Լինում են ուղղանկյունաձև, կիսակլոր, սեղանաձև և այլն: Պատրաստում են փայտից, ռետինից, պլաստմասսայից, պողպատից, թուջից:

Ձողավոր բանող օրգանը սովորաբար կիրառում են կարտոֆիլահան մեքենաներում և արմատապտուղներ բարձող, բեռնաթափող փոխակրիչներում: Պատրաստում են կլոր հատ-

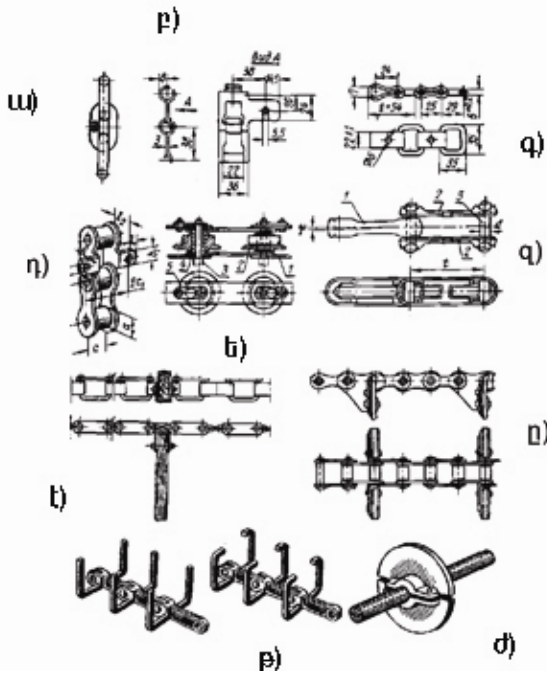
վածքով պողպատյա ձողերից: Ուղղանկյունաձև բանող օրգանը պատրաստում են փայտից, շերտապողպատց կամ անկյունակից: Կիրառվում են հիմնականում հատային բեռներ փոխադրելու համար:



Նկ.4.4. Շրթայաքերակավոր փոխակրիչների տեսակները.

ա-շրթայաքերակավոր, բ-շրթայաձողավոր, գ-շրթայաթիթեղավոր, դ-գոմաղբի հեռացման շրթայաքերակավոր՝ միակողմանի շարժումով, ե-շրթայաքերակավոր՝ ետընթաց համընթաց շարժումով, զ-շրթայաքերակավոր հողակապով քերակներով, է-ձողավոր, 1-քարշային օրգան, 2-բանող օրգան, 3-փոխադրվող բեռ:

Շարժաբեր կայանը կառուցվածքով նման է ժապավենային փոխակրիչի շարժաբերին: Տարբերվում է նրանով, որ ռեդուկտորի ելքի լիսեռի վրա տեղակայվում է աստղանիվ: Աստղանիվի աստամների թիվը սովորաբար ընտրվում է գույգ՝ շղթայում դինամիկական լարվածության նվազեցման համար: Շարժաբերը տեղակայվում է շղթայի բեռնավորված ճյուղի վերջնամասում: Փոխակրիչի հանգույցները ջարդումից ապահովելու համար շարժաբերի կառուցվածքում կիրառվում է առավելագույն մոմենտի սահմանափակիչ ագույց:



Նկ.4.5. Քարշային շղթաներ և բանող օրգաններ.

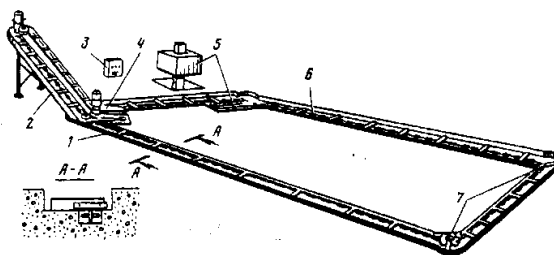
Շղթաներ. ա-եռակցված կլոր օղակ, բ-կենդիկավոր, գ- համակցված, դ-վռանահողովակավոր, ե -գլանվակներով, զ-քանդովի:

Քերակներ. է-փայտյա՝ ուղղանկյունաձև,ը-ռետինե, թ-եզրագծային, ժ-սկավառաձև:

Ձգող կայանը շղթայաքերակավոր փոխակրիչներում սովորաբար պտուտակային է, որի քայլը ընդունվում է շղթայի քայլի 1,6 չափով:

Շղթայաքերակավոր փոխակրիչների առավելություններն են կառուցվածքի պարզությունը, բեռնման և բեռնաթափման հնարավորությունը եզրագծի ցանկացած կետում, բեռի փոխադրումը վերին և ստորին ճյուղերով: Թերություններն են փոխադրվող բեռի վնասումը, մեծ աղմուկը, էներգիայի մեծ տեսակարար ծախսը և այլն: Աղմուկը և դինամիկան լարվածությունները նվազեցնելու համար շղթայի արագությունը սահմանափակում են մինչև 1մ/վ: Բաց առվակով (ճոռով) շղթայաքերակավոր փոխակրիչները կարող են աշխատել մինչև 45° անկյան տակ:

Շղթայաքերակավոր փոխակրիչները լինում են շար-ժական և ստացիոնար: Ստացիոնար փոխակրիչները գյուղատրնտեսության մեջ օգտագործում են անասնապահական ֆերմաներում գոմաղբի հեռացման համար: Արտադրության կողմից թողարկվում են SUՆ-3.0Բ, SUՆ-2.0Բ, SUՆ-160Ա անասնաշենքից գոմաղբ հավաքող-հեռացնող տեղակայանքներ:



Նկ.4.6. SUՆ-160 շղթայաքերակավոր փոխակրիչի ընդհանուր տեսքը.

1- հորիզոնական փոխակրիչ, 2- թեք փոխակրիչ, 3- ղեկավարման վահանակ, 4- հորիզոնական փոխակրիչի շարժաբեր, 5- ձգող կայան, 6- շղթա, 7- դարձի աստղանիվներ:

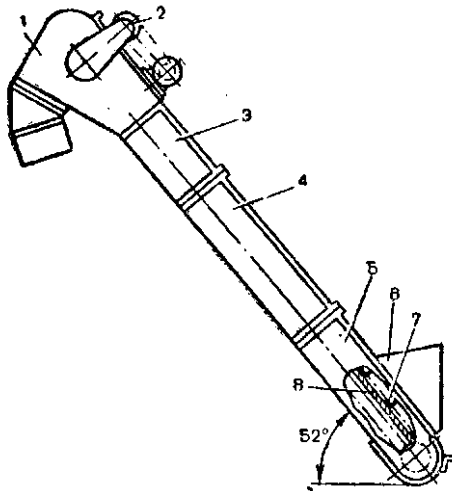
SUՆ-160Ա շղթայաքերակավոր փոխակրիչը (նկ.4.6) բաղկացած է հորիզոնական և թեք փոխակրիչներից: Հորիզոնական փոխակրիչը անասնաշենքի գոմադբաատվակներից հավաքում է գոմադբը և տեղափոխում թեք փոխակրիչի ընդունիչ բունկեր: Թեք փոխակրիչը այն բարձում է փոխադրամիջոցին:

Քերիչային փոխակրիչների տեխնիկական բնութագրերը

Ցուցանիշների անվանումը	Փոխադրիչներ		
	SUՆ-2, ՕԲ	SUՆ-3, ՕԲ	SUՆ-160
Արտադրողականությունը, տ/ժ	4	4,0-5,5	4,5
Փոխակրիչների արագությունը, մ/վ. հորիզոնականի թեքի	0,19 —	0,19 0,72	0,18 0,72
Շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը, կՎտ. հորիզոնականի թեքի	4,0 2,2	4,0 2,2	4,0 2,2
Թեք փոխակրիչի տեղակայման անկյունը/ ոչ ավելի/ աստիճան	30	30	30
Քերիչի չափսերը, մմ	290x70x40	250x56x36	270 x60 x40
Շղթայի քայլը, մմ	115	125	80
Քերիչների քայլը, մմ	920	1000	1120
Շղթայի առավելագույն թույլատրելի երկարությունը, մ	170	170	160
Փոխակրիչի զանգվածը, կգ. հորիզոնականի թեքի			
	2730	1595	1415
	—	543	483

Գոմաղբ հավաքող հեռացնող փոխակրիչների տեխնիկական բնութագրերը բերված են աղյուսակ 4.7-ում:

Կերախոհանոցում օգտագործվող շղթայաքերակավոր SU-40U փոխակրիչը (նկ.4.7) նախատեսված է պատրաստի կերախառնուրդը կերաբաշխիչներ կամ փոխադրամիջոցներ բարձելու համար: Հիմնական հանգույցներն են՝ բեռնաթափման հարմարանքը 1, շարժաբերը 2, միջանկյալ կարճ 3 և երկար սեկցիաները 4, բեռնման հարմարանքը 5, բունկերը 6, քարշային շղթան քերակներով 7, տախտամածը 8:



Նկ.4.7. Շղթայաքերակավոր SU-40U փոխակրիչ.

1- բեռնաթափման հարմարանք, 2- շարժաբեր, 3,4- միջանկյալ կարճ և երկար սեկցիաներ, 5- բեռնման հարմարանք, 6- բունկեր, 7- քարշային շղթան քերակներով, 8- տախտամած:

Պատրաստի կերախառնուրդը լցվում է բունկերի մեջ, այնուհետև քերակները պատյանի միջով բարձրացնում են այն և բեռնաթափման հարմարանքից բեռնում փոխադրամիջոցը: Նույնանման կառուցվածք ունեն նաև SU-40U և SU-40Կ փոխակրիչները, որոնց տեխնիկական բնութագիրը բերված է աղյուսակ 4.8-ում:

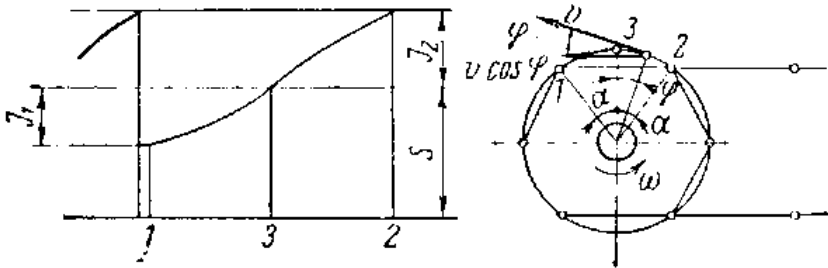
Շղթայաքերակավոր փոխակրիչների տեխնիկական բնութագիրը

Ցուցանիշ	Մակնիշ		
	TC-40Մ	TC-40Ս	TC-40Կ
Արտադրողականություն, տ/ժ	40	40	40
Քերակի լայնությունը, մմ	390	390	390
Քերակի բարձրությունը, մմ	85	90	90
Քերակի քայլը, մմ	228,6	304	304
Շղթայի շարժման արագությունը, մ/վ	1,16	0,31	0,38
Շղթայի քայլը, մմ	38,1	38,1	38,1
Էլեկտրաշարժիչի հզորությունը, կՎտ	3,0	1,5	1,5
Շարժիչի պտուտաթիվը, պտ/ր	2890	1450	1450
Եզրաչափքերը, մմ	6155X675X1925	7440X680X1450	7440X680X1450
Զանգվածը, կգ	650	550	530

4.2.2. ԴԻՆԱՄԻԿԱԿԱՆ ԲԵՌՆՎԱԾՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ ՇՂԹԱՅՈՒՄ

Շղթայաքերակավոր փոխակրիչների աշխատանքի առանձնահատկությունը կայանում է նրանում, որ տանող աստղանիվը հաստատուն անկյունային արագությամբ պտտվելիս շղթան շարժվում է անհավասարաչափ, որի հետևանքով նրանում առաջանում են զգալի դինամիկական բեռնվածություններ: Դա բացատրվում է նրանով, որ աստղանիվը իրենից ներկայացնում է բազմանկյուն և շղթայի օղակը նրա վրա շարժվում է ոչ թե շրջանագծով այլ բազմանկյան կողմերով:

Դիտարկենք շղթայի և աստղանիվի համատեղ պտույտը, երբ աստղանիվի ատամների քանակը փոքր է (նկ.4.8)



Նկ. 4.8. Աստղանիվի և շղթայի շարժման արագությունների որոշման սխեմա:

Վեցանկյուն աստղանիվը ω հաստատուն անկյունային արագությամբ պտտվելիս շղթայի հողակապի գծային արագությունը 3 կետում կլինի $V = \omega R$ և ուղղված այդ կետում շրջանագծի շառավղին ուղղահայաց: Հաշվի առնելով, որ $\varphi = \omega t$, այդ արագության պրոյեկցիաները x և y առանցքների վրա կլինեն՝

$$V_x = \omega R \cos \omega t \text{ և } V_y = \omega R \sin \omega t \quad (4.22)$$

որտեղ ω -ն աստղանիվի անկյունային արագությունն է, վ⁻¹,

R -ը՝ աստղանիվի սկզբնական շրջանագծի շառավիղը, մ, t -ն՝ ընթացիկ ժամանակը:

Շղթայի արագացումը x առանցքի ուղղությամբ կլինի.

$$j_x = \dot{V}_x = -\omega^2 R \sin \omega t \quad (4.23)$$

Աստղանիվի բնութագրիչ 1, 2, 3 կետերի համար պտտման անկյան մեծությունը կլինի.

$$\varphi_1 = \omega t_1 = \alpha, \quad \varphi_2 = \omega t_2 = 0, \quad \varphi_3 = \omega t_3 = -\alpha:$$

Տեղադրելով φ անկյան մեծությունները (4.23) բանաձևում կստանանք շղթայի արագացումը x առանցքի ուղղությամբ բնութագրիչ կետերում

$$j_{1x} = -\omega^2 R \sin \alpha, \quad j_{2x} = 0, \quad j_{3x} = \omega^2 R \sin \alpha, :$$

Այսպիսով աստղանիվը հաստատուն արագությամբ 2α անկյունով պտտվելիս շղթան 2...3 տեղամասում շարժվում է արագացումով, իսկ 3...1 տեղամասում՝ դանդաղումով (արագացումը բացասական է):

Գրաֆիկում (նկ.4.8.) ցույց է տրված շղթայում ճիգի S փոփոխությունը կախված աստղանիվի պտտման անկյունից: Գրաֆիկից երևում է, որ երբ շղթայի հետ կառչման մեջ գտնվող ատամը 3 կետից հասնում է 1 կետը ճիգի մեծությունը շղթայում կազմում է $S_1 = S - mj$: Այդ նույն ժամանակում աստղանիվի նոր ատամը կառչման մեջ է մտնում շղթայի հետ 2 կետում և շղթայում կառաջանա $S_2 = S + mj$ ճիգ: Այսպիսով շղթան կգտնվի դինամիկական բեռնվածության տակ, որի մեծությունը կլինի $S_\eta = S_2 - S_1 = 2m \cdot j$, որտեղ m -ը փոխակրիչի շարժվող մասերի և փոխադրվող բեռի զանգվածն է: Շղթայի առավելագույն բեռնվածությունը կլինի

$$S_{\omega n} = S + S_\eta \quad (4.24)$$

որտեղ S - շղթայում առավելագույն ճիգն է, որը որոշվում է փոխակրիչի քարշային հաշվարկով:

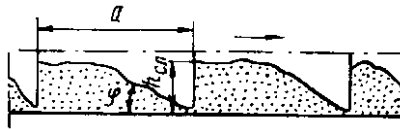
4.2.3. ՇՂԹԱՅԱՔԵՐԱԿԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Շղթայաքերակավոր փոխակրիչների նախագծման համար որպես ելակետային տվյալներ տրվում են՝ արտադրողականությունը Q տ/ժ, փոխակրիչի եզրագիծը, բեռի փոխադրման հեռավորությունը՝ L , մ, փոխակրիչի թեքության անկյունը α° , բեռի անվանումը: Նախագծման ընթացքում լուծվում են հետևյալ հիմնական խնդիրները՝ քարշային օրգանի արագության ընտրումը, ճոռի հիմնական չափերի՝ լայնության B և բարձրության h , որոշումը, փոխակրիչի քարշային հաշվարկը, շղթայի ըստ ամրության հաշվարկը և քայլի t ընտրությունը, էլեկտրաշարժիչի հզորության N և ռեդուկտորի փոխանցման թվի i հաշվարկը:

Քերակի բարձրությունը և լայնությունը որոշելու համար օգտվում են արտադրողականության բանաձևից (3.5), որն ունի հետևյալ տեսքը

$$Q = 3,6 \frac{i}{a} \rho V,$$

որտեղ i -ն երկու հարևան քերակների միջև փոխադրվող բեռի ծավալն է, մ³, a -ն՝ դրանց միջև հեռավորությունը, մ: Քերակների միջև գտնվող բեռի ծավալը կարելի է որոշել՝ օգտվելով ճոռում քերակներով բեռի փոխադրման սխեմայից (նկ.4.9):



Նկ. 4.9. Քերակներով բեռի փոխադրման սխեմա:

$$i = B \cdot h \cdot a \cdot \psi \cdot C \text{ մ}^3 \quad (4.25)$$

որտեղ B -ն ճոռի լայնությունն է, մ, h -ը՝ բարձրությունը, մ, ψ -ն՝ լցման գործակիցը: Լցման գործակիցը ցույց է տալիս, թե քերակների միջև ծավալի որ մասն է լցված բեռով՝ լավ ստրուն

բեռների համար $\psi = 0,5...0,6$ և վատ սորուն բեռների համար $\psi = 0,7...0,8$, C -ն՝ գործակից, որը հաշվի է առնում ճոռում բեռի շերտերի բարձրության փոքրացումը փոխակրիչի թեքության α անկյունից կախված, որի արժեքները բերվում են աղյուսակ 4.9-ում:

Աղյուսակ 4.9

C գործակցի արժեքները փոխակրիչի թեքության α անկյունից կախված

Բեռ	Գործակից C -ի արժեքը				
	0°	10°	20°	30°	35°
Լավ սորուն	1,00	0,85	0,65	0,50	-
Վատ սորուն, կտորավոր	1,00	1,00	1,00	0.75	0.60

Տեղադրելով (4.25) հավասարումից i -ի արժեքը արտադրողականության բանաձևի մեջ կստանանք՝

$$Q = 3,6Bh\rho\psi C \quad (4.26)$$

Ստացված բանաձևում անհայտ են ճոռի բարձրությունը h և լայնությունը B : Շղթայաքերակավոր փոխակրիչների նախագծման, պատրաստման և շահագործման փորձը ցույց է տվել, որ փոխակրիչը ստացվում է օպտիմալ չափերի, երբ

$$k_1 = \frac{B}{h} = 2,4...5:$$

Տեղադրելով $B = k \cdot h$ (4.26) արտահայտության մեջ կարելի է որոշել ճոռի բարձրությունը h հետևյալ բանաձևով.

$$h = \sqrt{\frac{Q}{3,6 \cdot k_1 C \psi \rho \cdot v}}, \text{ մ:} \quad (4.27)$$

Շղթայի շարժման արագության մեծությունը ընտրվում է հաշվի առնելով հետևյալ գործոնները՝ բեռի տեսակը, կտորայնությունը, փոխակրիչի արտադրողականությունը:

Շղթայի շարժման երաշխավորվող արագությունը բեռի տեսակից կախված բերվում են աղյուսակ 4.10-ում:

Շղթայի շարժման արագությունը բեռի տեսակից կախված

Բեռի անվանումը	Շղթայի արագությունը՝ V, մ/վրկ
Հացահատիկ, խոտ, սիլոս, թեփ, ալյուր, կարտոֆիլ, գոմաղբ և այլն	0,5...1,0
Տորֆ, փայտի տաշեղ, սողա, կավիճ և այլն	0,6...1,4
Կիր, կավ, գիպս, ցեմենտ, մոխիր և այլն	0,4...0,8
Ավազ, հող, անտրացիտ, բետոն և այլն	0,2...0,6

Շղթայում առավելագույն ճիգի որոշման համար կատարվում է քարշային հաշվարկ, օգտվելով գլուխ 3-ում շարադրված մեթոդիկայից: Փոխակրիչի եզրագիծը բաժանվում է համանման դիմադրություն ունեցող տեղամասերի և հաշվարկվում յուրաքանչյուր տեղամասում շղթայի շարժման դիմադրության ուժը: Հաշվարկը սկսվում է տանող աստղանիվից՝ շղթայի հեռացող կետից:

Շղթայաքերակավոր փոխակրիչների նորմալ աշխատանքի համար շղթայի նախնական ձգվածության մեծությունը՝ ընտրվում է $S_{\text{սկ}}=1000...3000$ Ն սահմաններում:

Այնուհետև հաշվարկվում է շղթայի մեկ մետրի զանգվածը.

$$q_2 = k_2 B, \text{ կգ/մ}, \quad (4.28)$$

որտեղ q_2 -ն շղթայի (քերակների հետ միասին) մեկ մետրի զանգվածն է, k_2 -ը՝ գործակից. մեկ շղթայով փոխակրիչների համար $k_2=90...120$ կգ/մ², երկշղթա փոխակրիչների համար $k_2 = 150...250$ կգ/մ²:

Հաշվարկվում է փոխակրիչի մեկ մետրի վրա փոխադրվող բեռի զանգվածը.

$$q = \frac{Q}{3,6V}, \text{ կգ/մ}:$$

Շղթայի պարապընթաց ճյուղում ճիգի մեծությունը որոշում են օգտագործելով (3.9) բանաձևը

$$S_{\omega} = S_{\text{սլ.}} + q_2 \cdot g \cdot L \cdot (f \cos \alpha - \sin \alpha), \text{ Ն,} \quad (4.29)$$

որտեղ S_{ω} -ն շղթայի պարապընթաց ճյուղում ճիգի մեծությունն է, Ն, $S_{\text{սլ.}}$ - ն՝ շղթայում նվազագույն նախնական ճիգը, Ն, L -ը՝ փոխակրիչի շղթայի պարապընթաց ճյուղի երկարությունը, մ, f -ը՝ շղթայի և տախտամածի միջև շփման գործակիցը, α -ն՝ փոխակրիչի թեքության անկյունը, g -ն՝ ազատ անկման արագացումը, մ/վրկ²:

Պարապընթաց աստղանիվից շղթայի հեռացող կետում ճիգի մեծությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$S_h = \xi \cdot S_{\omega}, \text{ Ն,}$$

որտեղ S_h -ն շղթայում ճիգի մեծությունն է աստղանիվից հեռացող կետում, Ն, ξ -ն՝ աստղանիվի հանգույցում դիմադրության գործակիցը, $\xi = 1,04 \dots 1,06$:

Շղթայի բեռնավորված ճյուղում ճիգի մեծությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$S_p = S_h + q_2 \cdot g \cdot L \cdot (f \cos \alpha + \sin \alpha) + q \cdot g \cdot L \cdot (f_1 \cos \alpha + \sin \alpha + k_{\omega}), \text{ Ն,} \quad (4.30)$$

որտեղ S_p -ն շղթայի բեռնված ճյուղի ճիգի մեծությունն է տանող աստղանիվի մոտ, Ն, f_1 -ը՝ փոխադրվող նյութի և տախտամածի միջև շփման գործակիցը, k_{ω} -ն՝ գործակից, որը հաշվի է առնում բեռի և ճոռի պատերի միջև շփման ուժը, $k_{\omega} = 0,25 \dots 0,4$:

Շարժաբերի տանող աստղանիվի քարշային (շրջագծային) ուժի մեծությունը՝

$$P = \xi (S_p - S_{\text{սլ.}}), \text{ Ն:} \quad (4.31)$$

Շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը որոշվում է (3.26) բանաձևով:

Ըստ առավելագույն ճիգի մեծության՝ հաշվարկվում է շղթան (2.4) բանաձևով և կատալոգից ընտրվում է շղթա և նրա քայլը t : Հաշվարկվում է աստղանիվի սկզբնական շրջանագծի տրամագիծը D և պտուտաթիվը n համապատասխանաբար (2.7) և (4.21) բանաձևերով, ու ռեդուկտորի փոխանցման թիվը i :

4.2.4. ՇՂԹԱՅԱՔԵՐԱԿԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ՕՐԻՆԱԿ

Ըստ նկ.4.10ա-ում ներակայացված սխեմայի հաշվարկել շղթայաքերակավոր փոխակրիչ: Փոխակրիչի արտադրողականությունը $Q=12$ տ/ժ, թեքության անկյունը $\alpha=23^\circ$, փոխադրվող բեռը կարտոֆիլ, փոխադրման հեռավորությունը $L=8$ մ:

1. Հաշվարկենք փոխակրիչի ճոռի չափերը՝ բարձրությունը h և լայնությունը B (4.27) բանաձևով.

$$h = \sqrt{\frac{Q}{3,6 \cdot k \cdot C \cdot \psi \cdot \rho \cdot V}},$$

$$h = \sqrt{\frac{12}{3,6 \cdot 4 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 700 \cdot 0,6}} = 0,052 \text{ մ} :$$

Հաշվարկով ստացված բարձրությունը կլորացնում ենք մինչև $h=50$ մմ:

2. Հաշվարկում ենք ճոռի լայնությունը.

$$B = k \cdot h = 4 \cdot 50 = 200 \text{ մմ},$$

իսկ քերակի լայնությունը՝

$$B_p = 0,85 \cdot 200 = 170 \text{ մմ} :$$

3. Որոշում ենք փոխակրիչի շարժվող մասերի և բեռի զանգվածը շղթայի մեկ մետրի վրա: Ընդունում ենք մեկ շղթայով փոխակրիչ, որի համար $k_2=90$ կգ/մ²: Օգտագործելով (4.28) բանաձևը գտնում ենք շարժվող մասերի 1մ-ի զանգվածը $q_2 = k_2 \cdot B_p = 90 \cdot 0,17 = 15,3$ կգ/մ: Բեռի զանգվածը փոխակրիչի մեկ մետրի վրա կլինի.

$$q = \frac{Q}{3,6V} = \frac{12}{3,6 \cdot 0,6} = 5,6 \text{ կգ/մ}:$$

Բեռների հիմնական բնութագրերի աղյուսակից վերցնում ենք կարտոֆիլի համար՝ $\rho = 700 \text{ կգ/մ}^3$, $f = 0,76$, իսկ աղյուսակ 4.3-ից $V = 0,6 \text{ մ}^3$, ընդունում ենք $k = 4$, $\psi = 0,8$:

4. Կատարենք փոխակրիչի քարշային հաշվարկ: Դրա համար փոխակրիչի եզրագիծը բաժանում ենք միանման դիմադրություն ունեցող տեղամասերի՝ դրանք են $1...2$, $2...3$, $3...4$ և $4...1$ (նկ.4.10): Շղթայում ճիգերի մեծությունները համապատասխան կետերում նշանակենք S_1 , S_2 , S_3 և S_4 : Նախնական ճիգը եզրագծի 1 կետում ընդունենք $S_1 = S_{\text{նկ}} = 1000 \text{ Ն}$:

Ճիգերի մեծությունները շղթայում փոխակրիչի եզրագծի բնորոշ կետերում համաձայն (4.29), (4.21), (4.30) բանաձևերի կլինեն.

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 + W_{1...2} = S_1 + q_2 \cdot g \cdot \frac{L}{\cos \alpha} (f \cos \alpha - \sin \alpha) = \\ &= 1000 + 15,3 \cdot 9,81 \frac{8}{\cos 23^\circ} (0,25 \cdot \cos 23^\circ - \sin 23^\circ) = 791,1 \text{ Ն} \end{aligned}$$

$$S_3 = \xi \cdot S_2 = 1,06 \cdot 791,1 = 838,6 \text{ Ն}$$

$$\begin{aligned} S_4 &= S_3 + W_{3...4} = S_3 + q_1 \cdot g \cdot \frac{L}{\cos \alpha} (f \cos \alpha + \sin \alpha) + \\ &+ qg \frac{L}{\cos \alpha} (f_1 \cos \alpha + \sin \alpha + k_{\text{պ}}) = \\ &= 838,6 + 15,3 \cdot 9,81 \frac{8}{\cos 23^\circ} (0,25 \cos 23^\circ + \sin 23^\circ) + \\ &+ 5,6 \cdot 9,81 \frac{8}{\cos 23^\circ} (0,76 \cos 23^\circ + \sin 23^\circ + 0,4) = 2359,2 \text{ Ն} : \end{aligned}$$

5. Հաշվի առնելով, որ $S_{\text{առ}} = S_4 = 2359,2 \text{ Ն}$ որոշում ենք շղթան խզող ուժի մեծությունը $S_{\text{խզ}}$ համաձայն (2.4) բանաձևի, ընդունելով ամրության պաշարի գործակիցը $n = 7$,

$$S_{\text{խզ}} \geq n \cdot S_{\text{առ}} = 7 \cdot 2359,2 = 16514,4 \text{ Ն}$$

Շղթաների կատալոգից ըստ խզող ուժի մեծության ընտրում ենք շղթա M20(ԳՕՍՍ588-81), քայլը $t = 120 \text{ մմ}$:

6. Որոշում ենք տանող աստղանիվի քարշային ուժը

$$P = \xi(S_4 - S_1) = 1,06(2359,2 - 1000) = 1440,8 \text{ Ն}$$

7. Հաշվարկում ենք փոխակրիչի շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը համաձայն (3.26) բանաձևի.

$$N = \frac{P \cdot V}{1000 \cdot \eta} = \frac{1440,8 \cdot 0,6}{1000 \cdot 0,8} = 1,08 \text{ կՎտ}$$

Էլեկտրաշարժիչների կատալոգից ընտրում ենք $N = 1,2$ կՎտ հզորությամբ և $n_2 = 930$ պտ/րոպ պտուտաթվով եռաֆազ ասինքրոն շարժիչ:

8. Հաշվարկում ենք տանող աստղանիվի սկզբնական շրջանագծի տրամագիծը (2.7) բանաձևով, ընդունելով աստղանիվի ատամների թիվը $z = 6$

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{120}{\sin \frac{180}{6}} = 240 \text{ մմ}$$

9. Հաշվարկում ենք աստղանիվի պտուտաթիվը

$$n_u = \frac{60 \cdot V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 0,24} = 47,8 \text{ պտ/ր}$$

10. Հաշվարկում ենք շարժաբերի ռեդուկտորի փոխանցման թիվը

$$i = \frac{n_2}{n_u} = \frac{930}{47,8} = 19,46$$

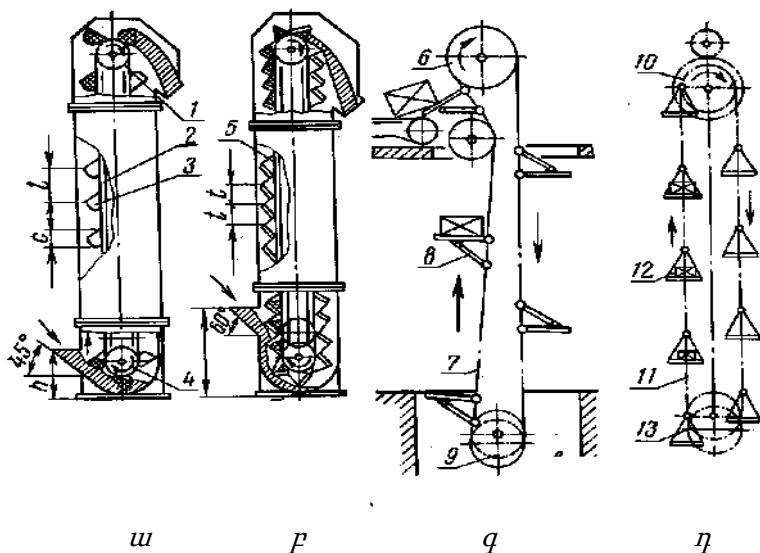
Ռեդուկտորների կատալոգից ընտրում ենք $PM - 250$ մակնիշի ռեդուկտոր, V տարբերակ, որի $i = 20,49$:

Ընդունելով $100\text{Ն}=1\text{մմ}$ մասշտաբով կառուցում ենք շղթայում ճիգերի դիագրաման (նկ.4.10.բ):

4.3. ԷԼԵՎԱՏՈՐՆԵՐ

4.3.1. ԷԼԵՎԱՏՈՐՆԵՐԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ

Էլևատորները կիրառվում են կտորավոր, սորուն, կապակցված և հատային բեռներն ուղղաձիգ և հորիզոնի նկատմամբ ոչ պակաս 60° թեքությամբ փոխադրելու համար:



Նկ.4.11. Էլևատորների սխեմաներ.

ա-շերեփավոր կենտրոնախույս բեռնաթափումով, բ-շերեփավոր գրավիտացիոն բեռնաթափումով, գ-դարակավոր, դ-ճոճանակավոր: 1; 6; 10 - տանող աստղանիվներ, 2; 7; 11 - քարշային օրգաններ, 3; 5 - շերեփ, 4; 9; 13 - պարապընթաց աստղանիվ ձգող կայանի հետ, 8-դարակ; 12-ճոճանակ:

Քարշային օրգանի տեսակից կախած լինում են ժապավենային և շղթայավոր, իսկ ըստ բանող օրգանի կառուցվածքի՝ շերեփավոր, դարակավոր և ճոճանակավոր: Ըստ բեռնաթափման եղանակի լինում են կենտրոնախույս և գրա-

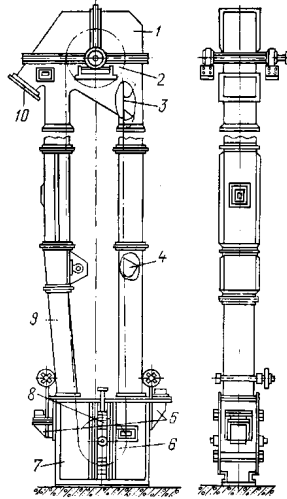
վիտացիոն /նկ.4.11/: Լինում են ստացիոնար, շարժական և որպես առանձին մեխանիզմ կիրառվում են գյուղատնտեսական մեքենաների կառուցվածքում /հատիկաչորանոց, հատիկամաքրիչ-տեսակավորիչ և այլն/:

Դարակավոր և ճոճանակավոր էլևատորները նախատեսված են հատային տարատեսակ բեռների ուղղաձիգ ուղղությամբ փոխադրելու համար: Ի տարբերություն դարակավոր էլևատորների, ճոճանակավոր էլևատորներում բանող օրգանը՝ ճոճանակը, հողակապով կախված է քարշային օրգանից և տանող ու պարապընթաց աստղանիվները տեղակայված են այնպես, որ ճոճանակները ազատ անցնեն նրանց միջով: Գյուղատնտեսության մեջ բոլորից շատ կիրառություն են գտել շերեփավոր ժապավենային էլևատորները:

4.3.2. ՇԵՐԵՓԱՎՈՐ ԷԼԵՎԱՏՈՐԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ ԵՎ ՆՇԱՆԱԿՈՒԹՅՈՒՆԸ

Շերեփավոր էլևատորները /փոխակրիչներ/ օգտագործվում են ալրադացներում, կերախոհանոցներում, գոմադրահորերում, ինչպես նաև սերմագտիչ տեսակավորիչ մեքենաներում: Շերեփավոր փոխակրիչը /նկ.4.12/ բաղկացած է անվերջ քարշային օրգանից 3, որի վրա ամրացված են շերեփներ 4: Քարշային օրգանը ընդգրկում է տանող 2 և ձգող 6 թմբուկները, և պարփակված է մետաղական պատյանի 9 մեջ: Ձգող հարմարանքը կարող է լինել պտուտակավոր կամ ծանրոցավոր:

Փոխադրվող բեռը լցվում է փոխակրիչի բեռնման մաս /ստորին գլխիկ/ 5, որտեղ շերեփները բեռնվելով, քարշային օրգանի օգնությամբ, բարձրանում են վերին գլխիկ և բեռնաթափվում: Բեռնաթափումը կատարվում է բեռի վրա ազդող ծանրության և կենտրոնախույս ուժերի ազդեցության տակ:



Նկ.4.12. Շերեփավոր փոխակրիչ.

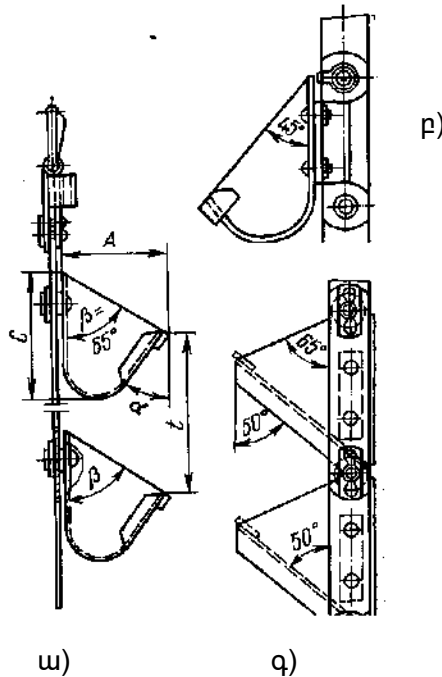
1-վերին գլխիկ, 2- տանող թմբուկ, 3- քարշային օրգան, 4-շերեփ, 5- բեռնման հարմարանք, 6-ձգող թմբուկ, 7- ստորին գլխիկ, 8- ձգող հարմարանք, 9-պատյան, 10-բեռնաթափման հարմարանք:

Կախված քարշային օրգանի շարժման արագությունից շերեփավոր փոխակրիչները բաժանվում են երկու խմբի՝ արագընթաց՝ քարշային օրգանի արագությունը $V = 1,5...4$ մ/վ և դանդաղընթաց՝ $V < 1,4$ մ/վ:

Դանդաղընթաց փոխակրիչների շերեփների բեռնաթափումը կատարվում է ծանրության ուժի ազդեցության տակ և անվանում են գրավիտացիոն բեռնաթափումով: Գրավիտացիոն բեռնաթափումը լավ է խոնավ, վատ ստրուն և փոշենման բեռների համար: Արագընթաց փոխակրիչներում շերեփի բեռնաթափումը կատարվում է բեռի վրա ազդող գրավիտացիոն ու կենտրոնախույս ուժերի ազդեցության տակ: Այս եղանակը առավել ընդունելի է լավ ստրուն բեռների՝ հացահատիկ, ավազ և այլն համար:

Կիրառվում են երեք տեսակի շերեփներ՝ I-փոքր խորության, II-միջին խորության, III-խորը: Խորը շերեփները օգտագործվում են լավ ստրուն բեռներ փոխադրելու համար, փոքր

խորության շերտերը՝ վատ սորուն, փոշենման, մանրակտոր բեռների համար:



Նկ.4.13. Շերտեփի տեսակները.

ա-խորը, բ-փոքր խորության, գ-միջին խորության:

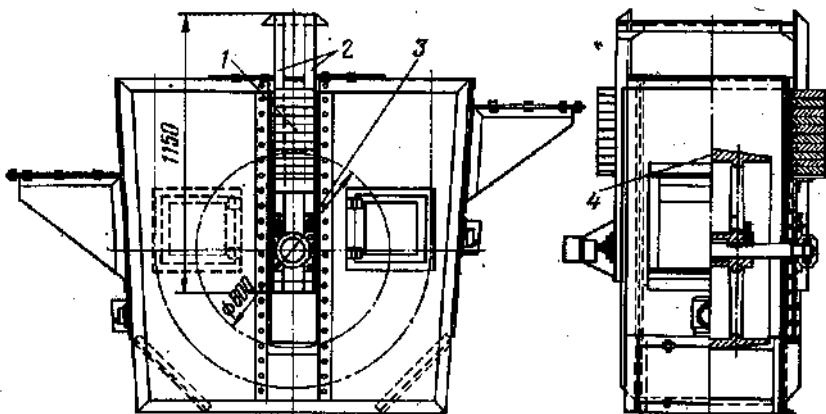
Շերտեփները /նկ.4.13./ պատրաստում են պողպատե թիթեղից, ռետինից, պլաստմասսայից: Շերտեփները ամրացվում են քարշային օրգանին իրարից որոշակի հեռավորությամբ հեղույսներով կամ գամերով: Ռետինից և պլաստմասսայից պատրաստված շերտեփները ժապավենին միացնում են նաև հատուկ սուսինձներով: Շերտեփների տարողությունը տատանվում է 0,65...13,2 լիտր համաձայն գործող ստանդարտի:

Շերեփավոր փոխակրիչներում որպես քարշային օրգան կիրառվում են ժապավեններն ու շղթաները: Ժապավեններն օգտագործվում են հացահատիկ, ալյուր և փոշենման բեռների փոխադրման արագընթաց էլևատորներում: Մանրակտոր բեռներ փոխադրող թեքադիր էլևատորներում կիրառվում են շղթաներ: Ժապավենի լայնությունը ընտրվում է շերեփի լայնությունից 50...100մմ ավել, իսկ բելթինգի շերտերի թիվը՝ ամրության հաշվարկով: Որպես քարշային շղթա ընտրվում է ականոցահողովակավոր կամ հողովակավոր շղթա: Երբ շերեփի լայնությունը փոքր է 250մմ-ից, կիրառվում է մեկ շղթա: Մեծ լայնության շերեփների համար կիրառվում է երկու շղթա:

Ստորին գլխիկը /նկ.4.14./ բաղկացած է պատյանից, բեռնման հարմարանքից, պարապընթաց թմբուկից կամ աստղանիվից, որի լիսեռը առանցքակալային հանգույցներով նստած է ուղղորդների վրա և կարող է տեղաշարժվել ձգող կայանի ծանրոցի կամ պտուտակի օգնությամբ: Ձգող կայանի քայլը ընտրվում է շղթայի քայլի 1...1,6 չափով, իսկ ժապավենի համար՝ ժապավենի երկարության 3...5%-ի չափով:

Վերին գլխիկը բաղկացած է պատյանից, շարժաբերից, տանող թմբուկից կամ աստղանիվից և դադարակից, որը գործում է վթարային իրավիճակներում՝ կանխելով քարշային օրգանի շարժումը ընթացքին հակառակ ուղղությամբ:

Շերեփների բեռնումը էլևատորի աշխատանքի կարևոր փուլերից է: Էլևատորի արտադրողականությունը կախված է բեռնման գործընթացի արդյունավետությունից, որը գնահատվում է շերեփի լցման գործակցի η մեծությամբ: Լցման գործակիցը որոշվում է շերեփում գտնվող բեռի ծավալի և շերեփի լրիվ ծավալի հարաբերությամբ: Շերեփի բեռնման գործընթացի արդյունավետությունը կախված է բեռի տեսակից ու մատուցման եղանակից, քարշային օրգանի շարժման արագությունից, շերեփի տեսակից և այլն: Կիրառվում է շերեփի բեռնման երկու եղանակ՝ ընթացքի ուղղությամբ և ընթացքին հակառակ /նկ.4.15բ/:



Նկ.4.14. Էլևատորի ստորին գլխիկ.

1-ձգող կայանի ծանրոց, 2-ուղղորդներ, 3-առանցքակալային հանգույց, 4-թմբուկ:

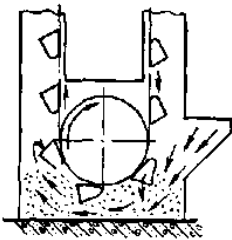
Ընթացքի ուղղությամբ բեռնավորման ժամանակ բեռը շերտփահանվում է ստորին գլխիկի հատակից և մեծ լցման գործակից ապահովելու տեսանկյունից այնքան էլ բարենպաստ չէ: Քարշային օրգանի արագության մեծացմանը զուգընթաց կտրուկ նվազում է լցման գործակիցը: Դրա համար բեռնման այս եղանակը կիրառվում է դանդաղընթաց էլևատորներում:

Ընթացքին հակառակ բեռնավորման ժամանակ շերտփր բեռնվում է ինչպես ստորին գլխիկի հարակից, այնպես էլ ստորին գլխիկ մուտք գործող բեռի հոսքով: Այս եղանակի թերությունը մեծ դիմադրության ուժերն են, որոնք առաջանում են շերտփի բեռնման գործընթացում: Շերտփի լցման գործակցի ψ մեծությունները կախված քարշային օրգանի արագությունից ու բեռնման եղանակից բերված են աղյուսակ 4.11-ում:

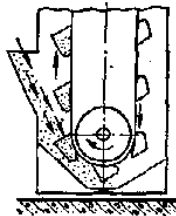
Շերեփի լցման գործակցի մեծությունը φ ժապավենի

արագությունից կախված

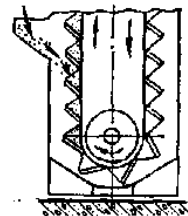
Ժապավենի արագությունը, V, մ/վ	Շերեփի բեռնավորման ձևը	
	ընթացքին հակառակ	ընթացքի ուղղությամբ
1,0...1,5	1,0	0,95
1,5...2,5	0,85	0,75
2,5...4,0	0,80	0,70



ա



բ



գ

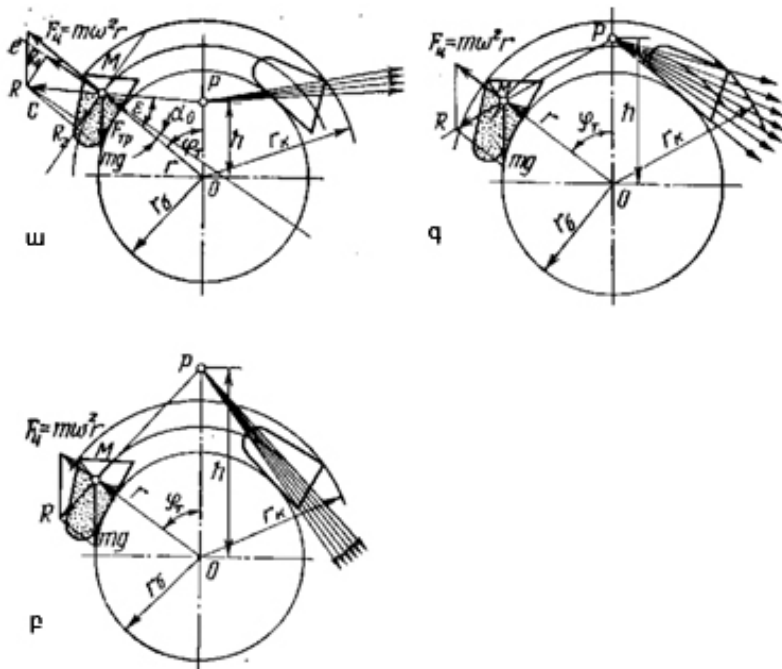
Նկ. 4.15. Շերեփի բեռնավորման եղանակները.

ա-ընթացքի ուղղությամբ, բ; գ-ընթացքին հակառակ:

4.3.3. ՇԵՐԵՓԻ ԲԵՌՆԱԹԱՓՄԱՆ ԳՈՐԾԸՆԹԱՑԸ

Շերեփի բեռնաթափման գործընթացը զգալիորեն ազդում է փոխակրիչի արտադրողականության վրա: Բեռնաթափման գործընթացի ոչ ճիշտ ընթանալու պատճառով հաճախ բեռի մի մասը շերեփից թափվում է ստորին գլխիկի մեջ, որի հետևանքով ընկնում է փոխակրիչի արտադրողականությունը, մեծանում են երգիայի տեսակարար ծախսը:

Բեռնաթափման գործընթացի որակական գնահատման համար դիտարկենք բեռի վրա ազդող ուժերի ազդեցությունը, երբ շերեփը անցնում է տանող թմբուկի վրայով: Շերեփում բեռի M մասնիկի վրա ազդում են՝ ծանրության ուժը mg և կենտրոնա-խույս ուժը $F_y = m\omega^2 r$ (նկ.4.16.):



Նկ. 4.16. Շերեփի բեռնաթափման ժամանակ մասնիկի վրա ազդող ուժերի սխեմա.

ա- կենտրոնախույս բեռնաթափում, բ- գրավիտացիոն բեռնաթափում, գ-խառը:

Պրոֆեսոր Պ.Ս.Կուզմինը ցույց է տվել, որ բեռնաթափման եղանակը պայմանավորված է բեռնային հեռավորության h և այն շրջանագծի տրամագծի D հարաբերությամբ, որով շարժվում է բեռի մասնիկը տանող թմբուկի վրայով:

Բեռնային հեռավորությունը h իրենից ներկայացնում է մասնիկի վրա ազդող ուժերի R համագործի ուղղության և թմբուկի ուղղաձիգ առանցքի հատման P կետի՝ հեռավորությունը O կետից: Բեռնային հեռավորությունը որոշվում է MOp և ccM եռանկյունների նմանությունից (նկ.4.16ա)

$$\frac{Op}{OM} = \frac{mg}{F_y} = \frac{mg}{m\omega^2 r} \quad (4.32)$$

$$\text{որտեղից } Op = h = \frac{mg}{m\omega^2 r} r = \frac{g}{\omega^2} = \frac{895}{n^2} \quad (4.33)$$

որտեղ n -ը թմբուկի պտուտաթիվն է, պտ/ր:

Ստացված արտահայտությունից (4.33) հետևում է, որ բևեռային հեռավորության h մեծությունը կախված է միայն թմբուկի պտուտաթվերից n և երբ $n = \text{const}$ h - ը նույնպես հաստատուն է:

Շերեփում գտնվող բեռի մասնիկը R ուժի ազդեցության տակ կարող է շարժվել դեպի շերեփի վերին կամ ստորին պատ և մնալ անշարժ: Դիտարկենք այդ դեպքերը:

Մասնիկը, որը գտնվում է շերեփի բեռի մակերևույթի վրա կարող է շարժվել դեպի արտաքին պատը միայն այդ մակերևույթի վրա սահելով: Այդ շարժումը հնարավոր է, եթե R ուժի R_1 բաղադրիչը, որը գուգահեռ է բեռի մակերևույթին, մեծ լինի մասնիկի շարժման դիմադրության ուժից, որը տվյալ դեպքում մասնիկի շփման ուժն է բեռի մակերևույթի նկատմամբ.

$$R_1 \geq F_{2\varphi} \quad , \quad (4.34)$$

որտեղ $F_{2\varphi}$ - ը մասնիկի շփման ուժն է բեռի մակերևույթի նկատմամբ: Հաշվի առնելով, որ $F_{2\varphi} = R_2 f_0 = R_2 \cdot \text{tg} \varphi_0$, կստանանք մասնիկի դեպի շերեփի արտաքին պատ շարժվելու պայմանը

$$R_1 \geq R_2 \text{tg} \varphi_0 \quad \text{կամ}$$

$$\varepsilon \leq \frac{\pi}{2} - (\varphi_0 + \alpha_0): \quad (4.35)$$

Երբ $R \leq F_{2\varphi}$ ապա մասնիկը կարող է շարժվել դեպի շերեփի ներքին պատ, որի պայմանը կլինի՝

$$\varepsilon \geq \frac{\pi}{2} + (\varphi_0 - \alpha_0) \quad (4.36)$$

Ստացված (4.35), (4.36) անհավասարությունները ճշմարիտ են, եթե համապատասխանաբար

$$h < r_2 \text{ և } h > r_2: \quad (4.37)$$

Երբ $h < r_p$, բևեռը P գտնվում է թմբուկի շրջանագծից ներս (նկ.4.16.ա): Այդ դեպքում մասնիկի վրա ազդող կենտրոնախույս ուժը գերազանցում է ծանրության ուժին և բեռնաթափումը կատարվում է շերեփի վերին պատի վրայով կամ կենտրոնախույս եղանակով: Այդպիսի էլևատորներին անվանում են արագընթաց:

Երբ $h > r_2$, բևեռը P գտնվում է շերեփի արտաքին եզրի գծած շրջանագծից դուրս: Այդ դեպքում մասնիկի ծանրության ուժը ավելի մեծ է քան կենտրոնախույս ուժը և բեռնաթափումը կատարվում է շերեփի ներքին պատի վրայով կամ գրավիտացիոն եղանակով (նկ. 16.բ): Այդպիսի էլևատորներին անվանում են դանդաղընթաց:

Երբ $r_p < h < r_2$ տեղի ունի խառը բեռնաթափում կամ կենտրոնախույս - գրավիտացիոն: Այս եղանակի ժամանակ բեռի մի մասը բեռնաթափվում է շերեփի վերին պատի վրայով, իսկ մյուս մասը՝ ներքին:

Շերեփի բեռնաթափման գործընթացի լավարկման համար, որպեսզի բեռնաթափման ժամանակ բեռը շերեփից փոխակրիչի ներսը չթափվի, բեռնաթափման գլխիկը կառուցում են այնպես, որ նրա եզրագիծը երբեք չշփվի մասնիկների շարժման հետագծերը ընդգրկող կորի հետ: Դրա համար կառուցում են բեռի մասնիկների շարժման հետագծերը բեռնաթափման ժամանակ և նրանց պարուրող կորը:

4.3.4. ՇԵՐԵՓԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Շերեփավոր փոխակրիչի հաշվարկման համար առաջադրանքում, որպես ելակետային տվյալներ, տրվում են՝

- արտադրողականությունը Q տ/ժամ,
- բեռի փոխադրման հեռավորությունը, H մ,
- փոխադրվող բեռի անվանումը,
- փոխակրիչի թեքության անկյունը, α°
- փոխակրիչի սխեման:

Փոխակրիչի հաշվարկի ժամանակ լուծվում են հետևյալ հարցերը.

ըստ փոխադրվող բեռի կատարվում է շերտի տեսակի և ժապավենի արագության ընտրություն, շերտի տարողության որոշում, քարշային հաշվարկով որոշվում է ժապավենում առավելագույն ճիգը, ըստ առավելագույն ճիգի կատարվում է ժապավենի ամրության հաշվարկ և որոշվում բելթինգի շերտերի թիվը, հաշվարկվում է շարժիչի հզորությունը, ռեդուկտորի փոխանցման թիվը:

Շերտի տեսակը և ժապավենի արագությունը բեռի տեսակից կախված կարելի է որոշել օգտագործելով աղյուսակ 4.12-ի տվյալները:

Աղյուսակ 4.12

Շերտի տեսակը և ժապավենի արագությունը կախված փոխադրվող բեռի տեսակից

Բեռի տեսակը	Շերտի տեսակը	Ժապավենի ագությունը, V, մ/վրկ
Հացահատիկ	I, II, III	I-1,5...2,0, II-2,5...4,0, III-2,0...3,0
Ալյուր,	I	1,2...1,4
Թեփ, համակցված կեր	I	1,0...1,2

Շերտի լցման գործակցի մեծությունը կախված ժապավենի արագությունից բերված է աղյուսակ 4.11-ում:

Հաշվարկվում է շերտի տարողությունը քարշային օրգանի մեկ մետրի հաշվով կիրառելով (3.5) բանաձևը.

$$\frac{i}{a} = \frac{Q}{3,6 \cdot V \cdot \rho \cdot \psi} , \text{ և } \quad (4.38)$$

որտեղ i -ն շերեփի տարողությունն է, l , a -ն՝ շերեփի քայլը, m , V -ն՝ քարշային օրգանի (ժապավենի) արագությունը, m/v րկ, ψ -ն՝ շերեփի լցման գործակիցը:

Գտնելով շերեփի տեսակարար տարողությունը ժապավենի l մ-ի վրա, աղյուսակի 4.13-ից ընտրվում է շերեփ, նրա տարողությունը i , քայլը a և լայնությունը b :

Աղյուսակ 4.13

Շերեփի ստանդարտացված չափերը

Շերեփի լայնությունը, b , մմ	Շերեփի քայլը, a , մմ	Տ ա ր ո ղ ո թ յ ո ն ը, i , l		
		I	II	III
110	210	0,65	0,80	-
135	280	1,60	1,90	-
160	280	1,90	2,30	-
180	160	-	-	1,70
220	180	-	-	2,6
270	110	-	-	3,40
280	180	-	-	4,20
320	220	-	-	5,6
380	320	-	-	9,30
420	210	-	-	8,70
500	320	-	-	13,20

Ըստ շերեփի լայնության b հաշվարկվում է ժապավենի լայնությունը և ստացված մեծությունը կլորացվում մինչև ստանդարտով նախատեսված լայնությունը՝

$$B=b+(50...100) \text{ մմ}$$

Հաշվարկվում է ժապավենի մեկ մետրի զանգվածը q_0 :
Հաշվարկվում է փոխադրվող բեռի զանգվածը (q) ժապավենի մեկ մետրի վրա՝

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot V}, \text{ կգ/մ:}$$

Ժապավենի բելթինգի շերտերի թիվը և մեկ մետրի զանգվածը որոշելու համար հաշվարկվում է փոխակրիչի շարժիչի նախնական հզորությունը՝

$$N_{\text{նախ.}} = \frac{QH}{367} \left(A_H + B_H \frac{q_0}{Q} + C_H \frac{V^2}{H} \right), \text{կՎտ} \quad (4.39)$$

որտեղ H -ը բեռի բարձրացման բարձրությունն է, մ, A_H , B_H , C_H –ը՝ գործակիցներ, որոնց մեծությունը կախված է շերեփի բեռնաթափման եղանակից (աղյուսակ 4.14), $q_0 = q_z + q_{\sigma} + q$, որտեղ q_z -ն շերեփի, q_{σ} -ն՝ ժապավենի, q -ն՝ բեռի զանգվածն է ժապավենի մեկ մետրի վրա:

Շերեփի զանգվածը ժապավենի մեկ մետրի վրա որոշվում է $q_z = \frac{m}{a}$ բանաձևով, որտեղ m -ը շերեփի զանգվածն է, որի մեծությունը կախված փոխակրիչի արտադրողականությունից բերված է աղյուսակ 4.15-ում:

Աղյուսակ 4.14

A_H , B_H , C_H գործակիցների արժեքները

Փոխակրիչի տեսակը	Գործակիցներ		
	A_H	B_H	C_H
Ժապավենային՝			
- կենտրոնախույս բեռնաթափումով	1,14	1,60	0,25
- գրավիտացիոն բեռնաթափումով	1,14	1,30	0,70
Շղթայավոր՝			
- կենտրոնախույս բեռնաթափումով	1,12	1,10	0,25
- գրավիտացիոն բեռնաթափումով	1,13	0,80	0,70

Շերեփի զանգվածը (q_2) քարշային օրգանի մեկ մետրի վրա

Արտադրողականությունը	Շերեփի զանգվածը, կգ					
	Ժապավենային		Միաշղթա		Երկշղթա	
	Շերեփի տեսակը					
	I, II	III, II	I, II	III, II	I, II	III, II
Մինչև 10	0,60	-	1,10	-	-	-
10... 25	0,50	0,60	0,80	1,10	1,20	-
25...50	0,45	0,55	0,60	0,85	1,00	-
50...100	0,40	0,55	0,50	0,70	0,80	1,10
100-ից բարձր	0,35	0,50	-	-	0,60	0,90

Ստացված նախնական հզորության հիման վրա հաշվարկվում է քարշային օրգանում առավելագույն ճիգի մեծությունը՝

$$S_{\text{առ.}} = \frac{1000 N_{\text{նախ}} \cdot \eta \cdot e^{\mu\alpha}}{V(e^{\mu\alpha} - 1)}, \text{ Ն,} \quad (4.40)$$

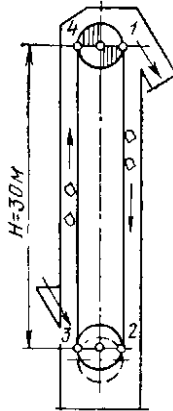
որտեղ $S_{\text{առ.}}$ -ը քարշային օրգանում ճիգի առավելագույն մեծությունն է, Ն, η -ն՝ շարժաբերի օ.գ.գ.-ն, $\eta = 0,75 \dots 0,82$, e -ն՝ բնական լոգարիթմի հիմքը, μ -ն՝ ժապավենի շփման գործակիցը թմբուկի նկատմամբ, $\mu = 0,2 \dots 0,35$, V -ն՝ ժապավենի արագությունը, մ/վ:

Հաշվարկվում է ժապավենի բեռինգի շերտերի թիվը՝ (2.1) բանաձևով:

Ունենալով հաշվարկի համար անհրաժեշտ բոլոր տվյալները կատարվում է շերեփավոր փոխակրիչի քարշային հաշվարկ օգտագործելով գլուխ 3-ում շարադրված մեթոդիկան: Այդ նպատակով փոխակրիչի եզրագիծը բաժանվում է համանման դիմադրություն ունեցող տեղամասերի (նկ.4.17): Հաշվարկը սկսվում է ժապավենի նվազագույն ճիգ ունեցող կետից 2 և եզրագիծը շրջանցվում շարժման ուղղությամբ ու որոշվում ճիգերի մեծությունները քարշային օրգանում բնութագրիչ 3, 4 և 1 կետերում:

Քարշային հաշվարկը կատարելու համար անհրաժեշտ է հաշվարկել ստորին գլխիկում շերեփով բեռի շերեփահանման

դիմադրության ուժը, որը իրենից ներկայացնում է շերեփի անշարժ բեռին հարվածի, բեռի նկատմամբ շարժվելիս առաջացած շփման ուժի ու շերեփում լցված բեռին արագացում հաղորդող ուժերի գումար:



Նկ. 4.17 Շերեփավոր փոխակրիչի հաշվարկային սխեմա:

Այդ դիմադրության ուժերի մեծությունը կախված է շերեփի շարժման արագությունից, շերեփի տեսակից, չափերից և այլն: Այդ ուժերի հաշվարկը գործնականորեն բավականին բարդ է, դրա համար օգտագործում են փորձական ճանապարհով ստացված հետևյալ բանաձևը.

$$W_2 = k_1 \cdot q \cdot g \cdot D, \text{ Ն}, \quad (4.41)$$

որտեղ W_2 –ն բեռի շերեփահանման դիմադրության ուժն է, Ն, k_1 -ը՝ շերեփահանման տեսակարար դիմադրությունը, ընդունում են, $k_1 = (6...10)D$, Ն/մ:

Որոշվում է պարապընթաց թմբուկի պտտման դիմադրության ուժը՝

$$W = \xi \cdot S_2, \text{ Ն}, \quad (4.42)$$

որտեղ՝ ξ -ն դիմադրության գործակիցն է, $\xi = 1,04...1,06$, S_2 -ը՝ պարապընթաց թմբուկի մոտ քարշային օրգանի վրավագ ճյուղում ճիգի մեծությունը, Ն:

Հաշվարկվում է պարապընթաց թմբուկից ժապավենի հեռացող ճյուղում ճիգի մեծությունը.

$$S_3 = W_{\gamma} + W = k_1 \cdot q \cdot g \cdot D + \xi \cdot S_2 \quad (4.43)$$

Շրջանցելով փոխակրիչի եզրագիծը որոշվում է տանող թմբուկի վրա ժապավենի վրավազ ճյուղում ճիգի մեծությունը՝ S_4

$$S_4 = k_1 \cdot q \cdot g \cdot D + \xi \cdot S_2 + q_0 \cdot g \cdot H, \text{ Ն:} \quad (4.44)$$

Տանող թմբուկից ժապավենի հեռացող ճյուղում ճիգի մեծությունը՝ S_1 որոշվում է փոխակրիչի եզրագիծը շրջանցելով ժապավենի շարժմանը հակառակ ուղղությամբ.

$$S_1 = S_2 + (q_2 + q_0) \cdot g \cdot H, \text{ Ն:} \quad (4.45)$$

Հաշվի առնելով, որ քարշային ուժը թմբուկից ժապավենին փոխանցվում է շփման ուժերի շնորհիվ, ապա S_1 և S_4 ճիգերի միջև գոյություն ունի կապ, որն արտահայտվում է էյլերի բանաձևով.

$$S_4 = S_1 \cdot e^{\mu\alpha} : \quad (4.46)$$

Համատեղ լուծելով (4.44), (4.45), (4.46) հավասարումները որոշվում են ժապավենի ճյուղերի ճիգերի S_1 , S_2 , S_3 և S_4 մեծություններն ու հաշվարկվում տանող թմբուկի վրա քարշային (շրջագծային) ուժի մեծությունը՝

$$P = S_4 - S_1, \text{ Ն:} \quad (4.47)$$

Հաշվարկվում է շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը՝ (3.26) բանաձևով: Կատալոգից, ըստ հաշվարկային հզորության ընտրվում է n_{γ} պտուտաթվով համապատասխան էլեկտրաշարժիչ:

Հաշվարկում են տանող թմբուկի պտուտաթիվը և շարժաբերի փոխանցման թիվը i և կատալոգից ընտրվում է համապատասխան ռեդուկտոր:

4.3.5. ՇԵՐԵՓԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ՕՐԻՆԱԿ

Հաշվարկել շերեփավոր փոխակրիչ հետևյալ ելակետային տվյալներով՝ արտադրողականությունը $Q = 60$ տ/ժ, բեռը ցորեն $\rho = 750$ կգ/մ³, բեռի բարձրացման բարձրությունը $H = 30$ մ: Փոխակրիչի սխեման բերված է նկ.4.17-ում:

1. Աղյուսակ 4.11-ից փոխադրվող բեռի տեսակից ելնելով ընտրում ենք շերեփի տեսակը III և ժապավենի արագությունը $V = 3,0$ մ/վ: Ընտրում ենք շերեփի բեռնավորման եղանակը ընթացքին հակառակ և համաձայն աղյուսակ 4.11-ի լցման գործակցի մեծությունը կլինի $\psi = 0,8$:

2. Հաշվարկենք շերեփի ծավալը ժապավենի 1մ-ի համար (4.38) բանաձևով.

$$\frac{i}{a} = \frac{Q}{3,6\rho \cdot V \cdot \psi} = \frac{60}{3,6 \cdot 750 \cdot 3 \cdot 0,8} = 0,0093 \text{ մ}^3/\text{մ} = 9,3 \text{ լ}/\text{մ}:$$

Շերեփի չափերը ընտրում ենք աղյուսակ 4.13-ից շերեփի քայլը $a = 160$ մմ և որոշում ենք շերեփի ծավալը $i = 9,3 \cdot 0,16 = 1,49$ լ և նույն աղյուսակից ընտրում ենք ամենահարմար ստանդարտացված շերեփ $i = 1,7$ լ տարողությամբ, $b = 180$ մմ լայնությամբ: Քանի որ ընտրված շերեփի ծավալը մեծ է հաշվարկային ծավալից, կատարում ենք ժապավենի արագության մեծության ճշգրտում:

$$V = 3,0 \frac{1,49}{1,7} = 2,63 \text{ մ}/\text{վ}:$$

3. Հաշվարկենք ժապավենի լայնությունը.

$$B = b + 100 \text{ մմ} = 180 + 100 = 280 \text{ մմ}$$

Ժապավենի ստացված լայնությունը կլորացնում ենք մինչև ստանդարտով նախատեսված լայնությունը՝ $B = 300$ մմ:

Աղյուսակ 4.15-ից փոխակրիչի արտադրողականությունից կախված որոշում են շերեփի զանգվածը՝ $m = 0,55$ կգ:

Հաշվարկում ենք բեռի և շերեփի զանգվածը քարշային օրգանի մեկ մետրի վրա.

$$q = \frac{Q}{3,6V} = \frac{60}{3,6 \cdot 2,63} = 6,06 \text{ կգ/մ}^3, \quad q_z = \frac{m}{a} = \frac{0,55}{0,16} = 3,44 \text{ կգ/մ}^3$$

Հաշվարկում ենք ժապավենի 1մ-ի զանգվածը (2.3) բանաձևով.

$$q_d = (10...15)B = 12 \cdot 0,3 = 3,6 \text{ կգ/մ}:$$

Հաշվարկում ենք $q_0 = q + q_z + q_d = 6,06 + 3,44 + 3,6 = 13,1 \text{ կգ/մ}^3$:

4. Օգտագործելով (4.39) բանաձևը և օգտվելով 4.14 աղյուսակից հաշվարկում ենք էլեկտրաշարժիչի նախնական հզորությունը

$$N_{\text{նախ}} = \frac{60 \cdot 30}{367} \left(1,14 + 1,6 \frac{13,1}{60} + 0,25 \frac{2,63^2}{30} \right) = 7,58 \text{ կՎտ} :$$

5. Հաշվարկում ենք առավելագույն ճիգը ժապավենում (4.40) բանաձևով.

$$S_{\text{սռ}} = \frac{1000 \cdot N_{\text{նախ}} \cdot \eta \cdot e^{\mu\alpha}}{V(e^{\mu\alpha} - 1)} = \frac{1000 \cdot 7,58 \cdot 0,8 \cdot 1,87}{2,63 \cdot 0,87} = 4956 \text{ Ն} ,$$

որտեղ $\eta = 0,8$, $\alpha = 180^\circ$, $\mu = 0,2$ (թուջե թմբուկ, խոնավ պայմաններ) և $e^{0,2 \cdot 3 \cdot 14} = 1,87$:

Ժապավենի բեթինգի շերտերի թիվը համաձայն (2.1) բանաձևի կլինի

$$z = \frac{S_{\text{սռ}} \cdot n}{k \cdot B} = \frac{4956 \cdot 9}{65 \cdot 300} = 2,29$$

Ստացված շերտերի թիվը կլորացնում ենք մինչև ժապավենում բեթինգի թույլատրելի նվազագույն թիվը՝ $z = 3$: Տանող և պարապընթաց թմբուկների տրամագիծը ըստ (2.4) բանաձևի $D = (125...150)z = 150 \cdot 3 = 450 \text{ մմ}$:

7. Քարշային հաշվարկը կատարում ենք նկ.4.17 – ում բերված հաշվարկային սխեմայի համաձայն օգտագործելով (4.41) (4.42) (4.43) (4.44) (4.45) բանաձևերը.

Ճիգի մեծությունը ժապավենի 3 կետում կլինի.

$$S_3 = \xi \cdot S_2 + W_2 = 1,06S_2 + kqgD = 1,06S_2 + 10 \cdot 6,06 \cdot 9,81 \cdot 0,45 = \\ = 1,06S_2 + 267,5\text{Ն}$$

Ճիգը ժապավենի 4 կետում կլինի.

$$S_4 = S_3 + W_{3...4} = 1,06S_2 + 267,5 + q_0gH = \\ = 1,06S_2 + 267,5 + 13,1 \cdot 9,81 \cdot 30 = 1,06S_2 + 4122,8\text{Ն},$$

Ճիգը ժապավենի 1 կետում կլինի.

$$S_1 = S_2 + W_{1...2} = S_2 + (q_\beta + q_A)gH = S_2 + (3,44 + 3,6) \cdot 9,81 \cdot 30 = \\ = S_2 + 2071,9\text{Ն} :$$

Օգտագործելով Էյլերի բանաձևը կարող ենք գրել.

$$S_4 = S_1 e^{\mu\alpha}, \text{ կամ } 1,06S_2 + 4122,8 = (S_2 + 2071,9)e^{0,2 \cdot 3,14}$$

$$1,06S_2 + 4122,8 = 1,87S_2 + 3874,4\text{Ն}$$

$$0,81S_2 = 248,4, \text{ որտեղից } S_2 = 306,7\text{Ն}:$$

Տեղադրելով S_2 -ի արժեքը S_1 , S_3 և S_4 ճիգերի վերը ստացված արտահայտությունների մեջ կստանանք.

$$S_1 = S_2 + 2071,9 = 306,7 + 2071,9 = 2378,6\text{Ն},$$

$$S_3 = 1,06S_2 + 267,5 = 1,06 \cdot 306,7 + 267,5 = 592,6\text{Ն},$$

$$S_4 = 1,06S_2 + 4122,8 = 1,06 \cdot 306,7 + 4122,8 = 4447,9\text{Ն}:$$

8. Հաշվարկում ենք թմբուկի պտուտաթիվը.

$$n = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 2,63}{3,14 \cdot 0,45} = 111,7 \text{ պտ/ր}:$$

9. Հաշվարկում ենք Էլեկտրաշարժիչի հզորությունը.

$$N = \frac{S_4 - S_1}{1000 \cdot \eta} \cdot V = \frac{4447,9 - 2378,6}{1000 \cdot 0,8} \cdot 2,63 = 8,82 \text{ կՎտ}:$$

Շարժիչի հաշվարկային հզորության մեծության հիման վրա կատալոգից ընտրում ենք $N = 10$ կՎտ, $n_2 = 1445$ պտ/ր շարժիչ:

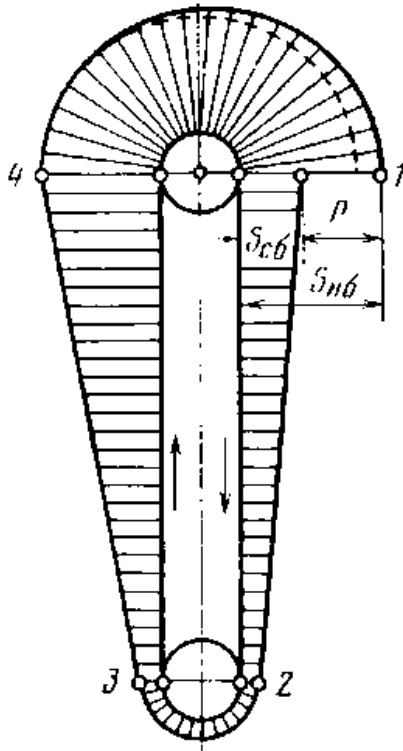
Հաշվարկում ենք ռեդուկտորի փոխանցման թիվը.

$$i = \frac{n_2}{n} = 12,94 :$$

Ռեդուկտորների կատալոգից ընտրում ենք *PM-350* ռեդուկտոր, VII տարբերակ, որի համար

$$i=12,64:$$

Ընտրում ենք ճիգերի համար գծային մասշտաբ $1\text{մմ}=100\text{Ն}$ և կառուցում ենք ժապավենում ճիգերի դիագրաման (նկ.4.18):



Նկ.4.18. Շերեփավոր փոխակրիչի քարշային օրգանում ճիգերի դիագրաման:

ԳԼՈՒԽ 5. ՊՏՈՒՏԱԿԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ

5.1 . ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ ԵՎ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՄԿԶԲՈՒՆՔԸ

Առանց քարշային օրգանի փոխակրիչներից գյուղատնտեսության մեջ բոլորից լայն կիրառություն են գտել պտուտակավոր և պնևմատիկ (օդաճնշական) փոխակրիչները:

Պտուտակավոր փոխակրիչը կարող է լինել հորիզոնական, թեք և ուղղաձիգ: Դրանք օգտագործվում են սորուն, մանրակլտորավոր և կապակցված բեռների փոխադրման համար:

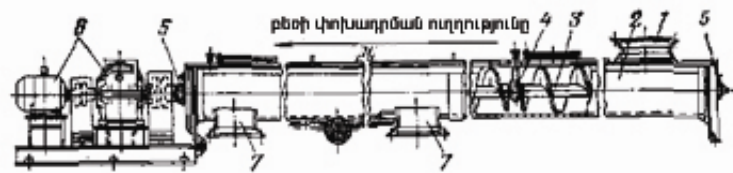
Գյուղատնտեսության մեջ պտուտակավոր փոխակրիչները օգտագործվում են անասնաբուժական ֆերմաներում, թռչնաբուժական ֆարրիկաներում, կերախոհանոցներում, պահեստներում հացահատիկի, համակցված կերերի, արմատապալարապտուղների, կերախառնուրդների, մանրացրած ծղոտի, խոտի, սիլոսի, գոմաղբի և այլ բեռների բեռնման, փոխադրման և բեռնաթափման համար:

Պտուտակավոր փոխակրիչները օգտագործվում են նաև բազմաթիվ գյուղատնտեսական և անտառային մեքենաների կառուցվածքում որպես առանձին հանգույց (արմատապալարապտուղ լվացող, սերմերի ախտահանիչ մեքենաներ, հացահատիկահավաք կոմբայն և այլն):

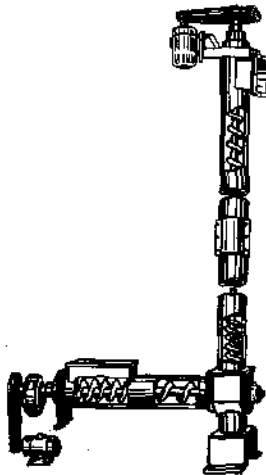
Պտուտակավոր փոխակրիչը (նկ.5.1) բաղկացած է բեռնման հարմարանքից 1, պատյանից 2, պտուտակից (շնեկից) 3, առանցքակալային միջանկյալ հանգույցից 4, եզրային առանցքակալային հանգույցներից 5, շարժաբերից 6, բեռնաթափման հարմարանքից 7:

Ուղղաձիգ պտուտակավոր փոխակրիչն ունի նույն կառուցվածքը ինչ հորիզոնականը: Փոխակրիչի աշխատանքային օրգանը պտուտակն է, որը տեղակայված է պատյանի մեջ: Պտուտակի լիսեռը հենվում է եզրային և միջանկյալ առանցքակալների վրա և պտտվում է էլեկտրաշարժիչից ռեդուկտորի կամ փոկային փոխանցման օգնությամբ:

Բեռնման հարմարանքով բեռը լցվում է պատյանի մեջ և պտուտակի պտտման շնորհիվ այն փոխադրվում է բեռնաթափման հարմարանք և բեռնաթափվում:



ա)



բ)

Նկ. 5.1. Պտուտակավոր փոխակրիչներ.
 ա-հորիզոնական, 1-բեռնավորման հարմարանք, 2-պատյան, 3-պտուտակ, 4-միջանկյալ առանցքակալ, 5-եզրային առանցքակալներ, 6-շարժաբեռ, 7-բեռնաթափման հարմարանք:
 բ-ուղղաձիգ փոխակրիչ:

Սովորաբար շարժաբեր կայանը տեղակայվում է բեռնաթափման հարմարանքի կողմը, որպեսզի պտուտակի լիսեռը աշխատի ձգման տակ:

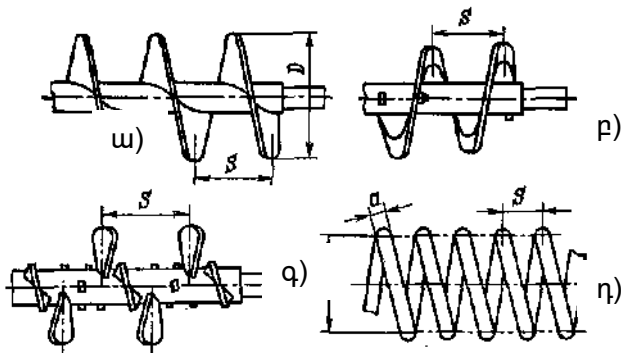
Պտուտակավոր փոխակրիչների շարժաբերն ունի նույն կառուցվածքը ինչ մյուս փոխակրիչներին: Տարբերությունը նրանում է, որ պտուտակի մեծ պտուտաթվերի շնորհիվ շարժաբերի փոխանցման թիվը և եզրաչափքերը ստացվում են փոքր:

Պտուտակավոր փոխակրիչները առանձնանում են կոմպակտությամբ ու քարշային օրգանի բացակայությամբ: Պտուտակավոր փոխակրիչներում բեռի տեղափոխությունը կատարվում է շնեկի կողմից բեռի վրա ստեղծվող առանցքային ուժի շնորհիվ:

Բոլոր հորիզոնական և թեքադրի փոխակրիչների աշխատանքի սկզբունքը կայանում է նրանում, որ բեռը մուտք գործելով պատյանի մեջ, պտտվող շնեկի կողմից ստեղծվող առանցքային ուժի ճնշման շնորհիվ տեղաշարժվում է դեպի բեռնաթափման հարմարանք և բեռնաթափվում: Ըստ որում բեռը շնեկի հետ պտտվել չի կարող, քանի որ դրան խոչնդոտում են ծանրության ու շփման ուժերը: Պտուտակը բաղկացած է լիսեռից և նրա վրա ամրացված գալարներից: Լիսեռը պատրաստում են, հիմնականում, $d=30$ մմ և ավել տրամագծի պողպատյա խողովակից: Պտուտակի գալարները մակերևույթի ձևից կախված կարող է լինել հոծ (նկ.5.2 ա) ժապավենային (նկ.5.2 բ), թիակներով (նկ.5.2 գ), պարուրաձև (նկ.5.2 դ):

Հոծ գալարներով պտուտակները կարող են լինել հաստատուն և փոփոխական քայլով, աջ կամ ձախ ուղղության, մեկ մուտքանի կամ բազմամուտք և օգտագործվում են ստրուն բեռների փոխադրման համար: Միամուտք $D=400...600$ մմ տրամագծով հոծ պտուտակները օգտագործում են թելքավոր բեռների (խոտ, ծղոտ, սիլոս, չկալսված հացաբույսերի գանգված) փոխադրման համար: Խցանումից խուսափելու համար անհրաժեշտ է, որ թելքի երկարությունը չգերազանցի պտուտակի մեկ գալարի երկարությունից: Երկմուտք գալարներով պտուտակները տեղակայում են, հիմնականում սնուցիչ և թեք փոխակրիչների վրա:

Ժապավենային պտուտակները օգտագործվում են արմատապալարապտուղների, մանրակտոր բեռների և սորուն նյութերի փոխադրման համար: Նրանք կիրառվում են նաև կերախառնիչներում:



Նկ.5.2. Պտուտակների կառուցվածքը.

ա-հոծ, բ-ժապավենային, գ-թիակներով, դ-պարուրաձև:

Թիակավոր պտուտակները օգտագործվում են ուժեղ կաշուն /խմորանման/ բեռների խառնման և փոխադրման համար:

Պտուտակի հիմնական չափերն են արտաքին տրամագիծը D և քայլը S : Սովորաբար ընդհանուր նշանակության պտուտակավոր փոխակրիչներում կիրառում են պտուտակներ, որոնց քայլը $S = k \cdot D$, որտեղ $k = 0,8 \dots 1$, որի ժամանակ փոխակրիչը ստացվում է լավագույն կառուցվածքային պարամետրերով: Ստանդարտով նախատեսված է պտուտակի տրամագծի հետևյալ մեծությունները՝ 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 մ:

Առանցքակալային հանգույցները, որոնք լինում են եզրային և միջանկյալ էական ազդեցություն ունեն փոխակրիչի աշխատանքի վրա: Առանցքակալի հանգույցը նախագծելիս անհրաժեշտ է առավել ուշադրություն դարձնել նրանց եզրաչափքերի ու հերմետիկացման միջոցների ընտրության վրա: Միջանկյալ առանցքակալային հանգույցը տեղակայում են լիսեռների կցման տեղում: Դրանց սխալ տեղակայումը բերում է փոխակրիչի աշխատանքի պայմանների վատացման, էներգիայի տեսակարար

ծախսի մեծացման, բեռի տեղափոխման լրացուցիչ դիմադրության ուժեր առաջանալու պատճառով: Նշված թերությունների վերացման համար անհրաժեշտ է հնարավորին չափով փոքրացնել առանցքակալային հանգույցի չափերը և հանգույցը տեղակայել այնպես, որ բեռի անցման համար լինի ազատ հնարավորություն:

Պտուտակավոր փոխակրիչի պատյանը պետք է ապահովի հերմետիկություն փոշենման բեռներ փոխադրելիս, միաժամանակ հնարավորություն տա առանցքակալային հենարանների խնամքի ու նորոգման ինչպես նաև բեռի խցանումների վերացման: Պատյանը պատրաստում են պողպատի թիթեղից սեկցիաներով, որոնք իրար միանում են անկյունակից պատրաստված կցաշուրթերով: Կցաշուրթերը պատյանին տալիս են նաև անհրաժեշտ կոշտություն:

Պատյանի վրա համապատասխան տեղերում տեղակայված են բեռնման և բեռնաթափման հարմարանքները: Բեռնաթափման հարմարանքները ունեն սահափական:

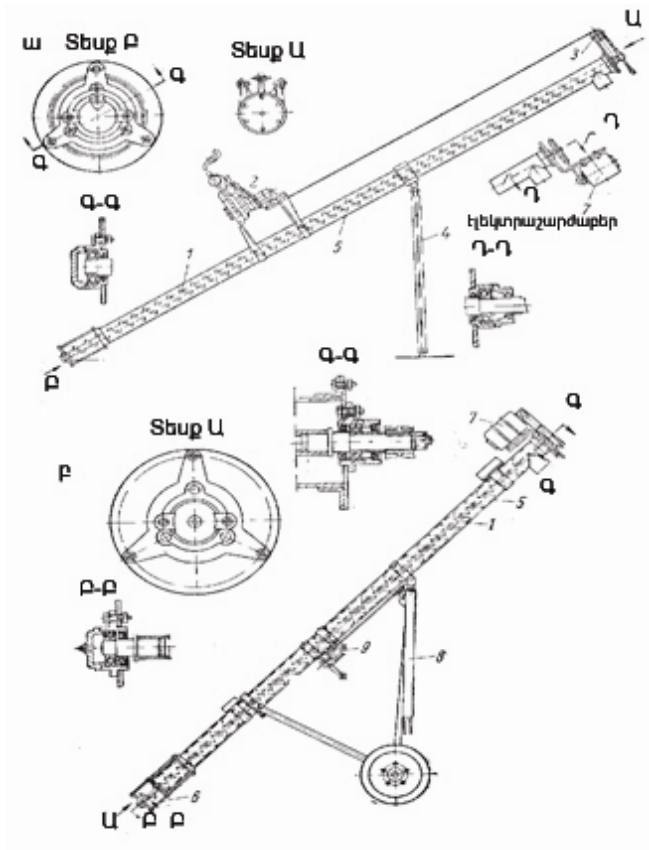
Պատյանի և պտուտակի միջև բացակի մեծությունը կախված է փոխադրվող բեռի տեսակից: Լավ սորուն, փոշենման բեռների համար բացակը արվում է նվազագույն չափի: Կտորավոր բեռներ փոխադրելիս բացակի մեծությունը պետք է փոքր լինի ամենամեծ կտորի չափից, պտուտակի սեպումից խուսափելու համար:

Պտուտակավոր փոխակրիչների թերությունը մեծ էներգատարությունն է, փոխադրվող բեռի վնասումը, մանրացումը ինչպես նաև պտուտակի և պատյանի արագ մաշը:

Նշված թերությունները սահմանափակվում են պտուտակավոր փոխակրիչների կիրառության բնագավառները:

Գյուղատնտեսությունում օգտագործվող հացահատիկի բեռնման համար պտուտակավոր փոխակրիչները լինում են ստացիոնար (նկ.5.1) և շարժական (նկ.5.3) անիվներով և առանց անիվների: Դրանք տարբերվում են արտադրողականությամբ (5...40 տ/ժ), երկարությամբ (4...15մ): Թեքության անկյունը կարող է կարգավորվել հենարանային եռաոտքերի 4 կամ կարապիկով 9 կարգավորվող սլաքի 8 օգնությամբ:

Պտուտակավոր փոխակրիչը կարող է ունենալ ներքին այրման կամ էլեկտրական շարժիչով շարժաբեր:



Նկ.5.3. Հացահատիկի թեք պտուտակավոր փոխակրիչներ.
 ա-առանց անիվների, ներքին այրման շարժիչով, բ-անիվ-
 ներով, 1-պտուտակ, 2-ներքին այրման շարժիչ, 3-հոլովակ, 4-
 հենարանային եռաուտք, 5-պատյան, 6-բեռնման հարմարանք,
 7-էլեկտրական շարժաբեր, 8-թեքության անկյան սլաք, 9-կա-
 րապիկ:

5.2. ՊՏՈՒՏԱԿԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Պտուտակավոր փոխակրիչի հիմնական պարամետրերն են պտուտակի արտաքին տրամագիծը D , քայլը S և պտուտաթիվը n , որոնք էապես ազդում են նրա արդյունավետ աշխատանքի ու արտադրողականության վրա: Հաշվարկի համար որպես ելակետային տվյալներ տրվում են փոխակրիչի արտադրողականությունը Q , բեռի անվանումը և փոխադրման հեռավորությունը L , փոխակրիչի թեքության անկյունը α : Հաշվարկով որոշվում է պտուտակի երկրաչափական պարամետրերը՝ D , S , պտուտաթիվը n և շարժիչի հզորությունը: Բացի այդ կատարվում է պտուտակի ամրության հաշվարկ:

Պտուտակի տրամագիծը և քայլը որոշելու համար օգտագործում են փոխակրիչի արտադրողականության (3.4) բանաձևը.

$$Q = 3,6 F V \rho, \text{ տ/ժ},$$

որտեղ F -ը պատյանում բեռի ընդլայնական հատույթի մակերեսն է, մ², V -ն՝ բեռի արագությունը, մ/վ, ρ -ն՝ բեռի ծավալային խտությունը կգ/մ³:

Պատյանում բեռի ընդլայնական հատույթի մակերեսը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \psi,$$

որտեղ D -ն պտուտակի տրամագիծն է, ψ -ն՝ պատյանի լցման գործակիցը:

Բեռի շարժման արագությունը՝ V -ն կարելի է արտահայտել պտուտակի պտուտաթվի n և քայլի S միջոցով հետևյալ արտահայտությամբ

$$V = S \cdot n / 60:$$

Տեղադրելով F -ի և V -ի արժեքները արտադրողականության բանաձևի մեջ և կատարելով թվաբանական գործողություններ կստանանք.

$$Q = 3,6 \frac{\pi D^2}{4} \psi \cdot \frac{Sn}{60} \cdot \rho = 0,047 D^2 Sn \rho \psi \quad (5.1)$$

Թեքադիր պտուտակավոր փոխակրիչների արտադրողականությունը հորիզոնականի համաեմատ փոքրանում է, որը հաշվի է առնվում C գործակցի միջոցով և արտադրողականության հաշվարկման բանաձևը ընդունում է հետևյալ տեսքը.

$$Q = 0,047 D^2 Sn \rho \psi C. \quad (5.2)$$

C գործակցի արժեքներն ըստ փոխակրիչի թեքության անկյան բերված են աղյուսակ 5.1-ում:

Աղյուսակ 5.1

Փոխակրիչի թեքության անկյունը, α^0	10	15	30	45	60	75
C	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

Ստացված (5.2) արտահայտության մեջ մտնում են պտուտակի երեք պարամետրեր D , S , n , որոնք պետք է որոշել: Պտուտակավոր փոխակրիչների նախագծման և շահագործման փորձը ցույց է տվել, որ փոխակրիչի չափերը ստացվում են օպտիմալ, իսկ աշխատանքը արդյունավետ, երբ

$$S = k \cdot D,$$

k -ի մեծությունը գտնվում է $k=0,8...1$ սահմաններում: Այն տեղադրելով (5.2) արտահայտության մեջ կստանանք

$$Q = 0,047 k D^3 n \rho \psi C, \quad (5.3)$$

որտեղից որոշվում է պտուտակի տրամագիծը՝

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q}{0,047 \cdot n \cdot \rho \cdot k \cdot \psi \cdot C}}, \text{ մ:} \quad (5.4)$$

Մտացված արտահայտության մեջ անհայտ են պտուտակի տրամագիծը D -ն և պտուտաթիվը n -ը: Պտուտակավոր փոխակրիչներում կարևոր նշանակություն ունի պտուտակի պտուտաթիվը: Երբ պտուտակի պտուտաթիվը փոքր է օպտիմալից, ապա կտրուկ ընկնում է փոխակրիչի արտադրողականությունը և մեծանում է էներգիայի տեսակարար ծախսը: Երբ պտուտակի պտուտաթիվը մեծ է օպտիմալից, ապա մեծանում են փոխադրվող բեռի մասնիկների վրա ազդող կենտրոնախույս ուժերը և մասնիկի ու պատյանի ներքին մակերևույթի միջև շփման ուժերը, որոնց պատճառով փոքրանում է փոխակրիչի արտադրողականությունը, մեծանում է էներգիայի տեսակարար ծախսը, պատյանի և պտուտակի մաշը: Փոխադրվող բեռի տեսակից ու պտուտակի տրամագծից (D) կախված առավելագույն պտուտաթիվը (n_{max}) որոշվում է հետևյալ փորձնական բանաձևով.

$$n_{\text{max}} = \frac{A}{\sqrt{D}} \quad (5.5)$$

որտեղ A -ն գործակից է, որի մեծությունն ընտրվում է ըստ փոխադրվող բեռի տեսակի:

A , ψ , գործակիցների արժեքները բերված են աղյուսակ 5.2-ում:

Աղյուսակ 5.2

A և ψ գործակիցների արժեքները

Բեռի խումբը	Բեռի տեսակը	Գործակիցների արժեքը	
		A	ψ
Հատիկավոր	հացահատիկ, եգիպտացորեն, արևածաղկի սերմեր	30...60	0,35...0,45
Աղացած	ալյուր, սոդա, գիպս, կավիճ, ցեմենտ և այլն	22...45	0,32
Փաթիլաձև	թեփ, ժում և այլն	15...30	0,25

Պտուտակի օպտիմալ պտուտաթիվը պետք է բավարարի հետևյալ պայմանին.

$$n \leq n_{\omega n} \quad (5.6)$$

Հաշվարկի ժամանակ պտուտակի տրամագիծը և պտուտաթիվը որոշում են (5.4) և (5.5) արտահայտություններից, մոտարկման մեթոդով այնպես, որ ապահովվի (5.6) պայմանը: Այդ նպատակով պտուտակների տրամագծի ստանդարտով նախատեսված չափերի շարքից ընտրվում է պտուտակի տրամագիծը D :

Պտուտակի տրամագծի ընտրված արժեքը տեղադրվում է (5.4) և (5.5) արտահայտությունների մեջ ու որոշվում են համապատասխանաբար պտուտակի պտուտաթվերը (n և $n_{\omega n}$):

Եթե ստացվի, որ $n < n_{\omega n}$, և դրանց արժեքները իրար մոտ են, ապա խնդիրը համարվում է լուծված: Եթե ստացվի $n > n_{\omega n}$, ապա անհրաժեշտ է ընտրել պտուտակի տրամագծի նոր մեծություն և կրկնել հաշվարկի ընթացքը, մինչև ապահովվի $n \leq n_{\omega n}$. պայմանը: Անհրաժեշտ է հաշվի առնել, որ կտորավոր բեռներ տեղափոխելիս պտուտակի տրամագծի մեծությունը պետք է բավարարի.

$$D \geq a_{\omega n} \cdot x \text{ պայմանին,}$$

որտեղ $a_{\omega n}$ –ն կտորավոր բեռի ամենամեծ մասնիկի չափն է, մմ, x –ը՝ գործակից, որը հաշվի է առնում բեռի անհամասեռությունը, $x=6...8$ չտեսակավորված և $x=12$ տեսակավորված բեռների համար: Ինչպես երևում է (5.3) բանաձևից, փոխակրիչի արտադրողականությունը կախված է լցման գործակցի ψ մեծությունից: Սակայն այդ մեծությունը համաձայն աղյուսակ 5.1-ի 0,45-ից մեծ չեն ընտրում: Դա բացատրվում է նրանով, որ սովորական պտուտակավոր փոխակրիչներում լցման գործակցի մեծացումը ոչ միայն չի բերում արտադրողականության աճին, այլև տեղի է ունենում տեղապտույտ պտուտակի և բեռի մեջև: Բեռը փոխակրիչի առանցքային ուղղությամբ գրեթե չի տեղափոխվում: Այս երևույթի պատճառով տեղի է ունենում

պտուտակի ինտենսիվ մաշ և էներգիայի տեսակարար ծախսի կտրուկ աճ:

Պտուտակավոր փոխակրիչներում շարժաբերի հզորությունը ծախսվում է պատյանի ներսում բեռի տեղափոխման ժամանակ առաջացող շփման ուժերի և եզրային ու միջանկյալ առանցքակալային հանգույցներում դիմադրության ուժերի հաղթահարման վրա:

Պտուտակավոր փոխակրիչի շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով.

$$N = \frac{QL}{367 \cdot \eta} (w + \sin \alpha), \text{ կՎտ}, \quad (5.7)$$

որտեղ L -ը փոխակրիչի երկարությունն է, մ, η -ն՝ շարժաբերի Օ.Գ.Գ.-ն, w -ն՝ բեռի շարժման դիմադրության գործակիցը (հաշվի է առնում բեռի ու պտուտակի, բեռի ու պատյանի միջև շփման ուժերը, ինչպես նաև շփման ուժերն առանցքակալներում), որի արժեքը բերված է աղյուսակ 5.3-ում, α -ն՝ փոխակրիչի թեքության անկյունը:

Աղյուսակ 5.3

Դիմադրության գործակցի արժեքները

Բեռի անվանումը	Դիմադրության գործակիցը, w
Հացահատիկ, ալյուր, թեփ և այլն	1,2...1,5
Կավիճ, սոդա, ասբեստի փոշի	1,4...1,6
Աղ, ածուխ	2,0...2,5
Ցեմենտ, ավազ, շլաք, մոխիր	4,0

Պտուտակավոր փոխակրիչի հանգույցների ու մասերի ամրության հաշվարկների համար անհրաժեշտ է իմանալ պտուտակի ոլորող մոմենտի ու նրա լիսեռի վրա ազդող առանցքային ուժի մեծությունները:

Պտուտակի լիսեռի վրա ոլորող մոմենտի մեծությունը հաշվարկվում է հետևյալ բանաձևով՝

$$T = 9550 \frac{N}{n}, \text{ Նմ,} \quad (5.8)$$

իսկ պտուտակի լիսեռի առանցքային ուժի մեծությունը՝ հետևյալ բանաձևով՝

$$P = \frac{2T}{Dtg(\beta + \gamma)}, \text{ Ն,} \quad (5.9)$$

որտեղ β -ն պտուտակային գծի վերելքի անկյունն է, r -ը պտուտակի բերված շառավիղը, որը ընդունում են $r=(0,7...0,8)D/2$:

$$\beta = \arctg \frac{S}{\pi \cdot D},$$

γ - ն՝ բեռի և պտուտակի մակերևույթի միջև շփման անկյունը:

5.3 ՊՏՈՒՏԱԿԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ՕՐԻՆԱԿ

Հաշվարկել պտուտակավոր թեքադիր փոխակրիչ հետևյալ էլակետային տվյալներով՝ արտադրողականությունը $Q=24$ տ/ժ, փոխակրիչի երկարությունը $L=20$ մ, բեռը ցորեն, $\rho=750$ կգ/մ³ , փոխակրիչի թեքության անկյունը $\alpha=30^\circ$:

Հաշվարկով գտնում ենք պտուտակի երկրաչափական պարամետրերը՝ տրամագիծը՝ D , քայլը S , պտուտաթիվը n , էլեկտրաշարժիչի հզորությունը N : Բացի այդ անհրաժեշտ է որոշել պտուտակի վրա ազդող մոմենտն ու առանցքային ուժը ամրության հաշվարկներ կատարելու համար:

Նախօրոք, (5-1) և (5-2) աղյուսակներից ընտրում ենք հետևյալ գործակիցների մեծությունները, երբ $\alpha=30^\circ$, բեռը ցորեն, ապա $A=50$, $\nu=0,4$, $k=0,8$, $C=0,8$:

Պտուտակի տրամագծի մեծության ստանդարտով նախատեսված, չափերի շարքից ընտրում ենք $D=0,25$ մ և տեղադրում (5.4) բանաձևի մեջ ու հաշվում ենք պտուտաթիվը.

$$0,25 = \sqrt[3]{\frac{24}{0,47 \cdot n \cdot 750 \cdot 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,8}},$$

որտեղից գտնում ենք $n=170,2$ պտ/րոպ:

Հաշվարկում ենք պտուտակի առավելագույն պտուտաթիվը (5.5) բանաձևով՝

$$n_{\text{առ}} = \frac{A}{\sqrt{D}} = \frac{50}{\sqrt{0,25}} = 100 \text{ պտ/ր}$$

Ստացվեց $n > n_{\text{առ}}$, այսինքն (5.6) պայմանը չբավարարվեց: Դրա համար հաշվարկը կրկնում ենք, ընտրելով տրամագծի նոր արժեք՝ $D=0,32$ մ, և հաշվում ենք n -ը:

$$0,32 = \sqrt[3]{\frac{24}{0,047 \cdot n \cdot 750 \cdot 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,8}},$$

որտեղից գտնում ենք $n = 81,2$ պտ/ր: Հաշվարկում ենք $n_{\text{առ}}$ -ը.

$$n_{\text{առ}} = \frac{50}{\sqrt{0,32}} = 88,3 \text{ պտ/ր} :$$

Ստացվեց $n < n_{\text{առ}}$ և նրանք արժեքներով իրար մոտ են:

Հաշվարկում ենք պտուտակի քայլը.

$$S = k \cdot D = 0,8 \cdot 0,32 = 0,256 \text{մ} = 256 \text{մմ}$$

Հաշվում ենք շարժաբերի հզորությունը (5.7) բանաձևով.

$$N = \frac{QL}{367 \cdot \eta} (w + \sin \alpha) = \frac{24 \cdot 20}{367 \cdot 0,8} (1,5 + \sin 30^\circ) = 3,27 \text{կՎտ}$$

Էլեկտրաշարժիչների կատալոգից ընտրում ենք $N = 3,5 \text{կՎտ}$ հզորությամբ $n_z = 960$ պտ/ր շարժիչ:

Հաշվարկում ենք ռեդուկտորի փոխանցման թիվը

$$i = \frac{n_z}{n} = \frac{960}{81,2} = 11,82$$

Ռեդուկտորների կատալոգից ընտրում ենք PM-250, $i = 12,64$ փոխանցման թվով ռեդուկտոր:

ԳԼՈՒԽ 6. ՊՆԵՎՄԱՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ

6.1. ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ՏԵՂԵԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ

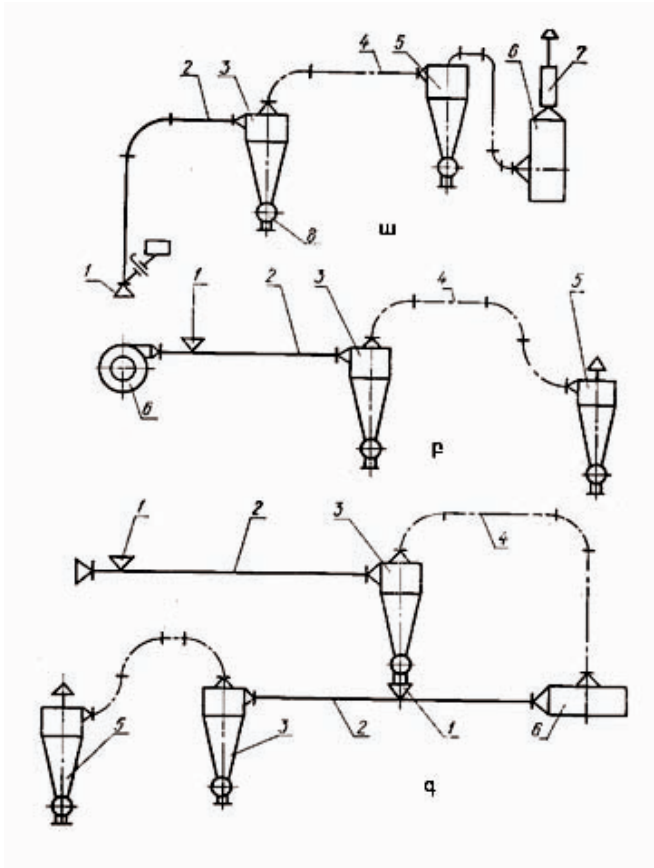
Պնևմատիկակրիչները լայնորեն կիրառվում են արդյունաբերական, փայտամշակման ձեռնարկություններում ու գյուղատնտեսության մեջ:

Պնևմատիկ փոխակրիչները հանդիսանում են ներգործարանային տրանսպորտի ամենահեռանկարային տեսակներից մեկը, հատկապես փայտամշակման և կահույքի ձեռնարկություններում, այրադացներում և այլն: Այն նախատեսված է խողովակաշարով, օդի հետ խառնված վիճակում, մանրակտոր և սորուն բեռների փոխադրման համար: Նրա հիմնական առավելությունը կայանում է նրանում, որ այն հնարավորություն է տալիս ամբողջությամբ ապահովել վերոհիշյալ բեռների բեռնման-բեռնաթափման համալիր մեքենայացման ու ավտոմատացման աշխատանքները: Բացի դրանից այս դեպքում բացառվում են բեռի կորուստները փոխադրման ժամանակ, բարելավվում են աշխատանքի սանիտարահիգիենիկ և կենսագործունեության անվտանգության պայմանները, ինչպես նաև հնարավորություն է առաջանում համատեղել փոխադրումը մի շարք այլ տեխնոլոգիական գործընթացների հետ (չորացում, հովացում, մաքրում խառնուրդներից և այլն):

6.1.1. ՊՆԵՎՄԱՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ԴԱՍԱԿԱՐԳՈՒՄՆ ՈՒ ԳՈՐԾՈՂՈՒԹՅԱՆ ՍԿԶԲՈՒՆՔԸ

Պնևմատիկակրիչների աշխատանքի սկզբունքը հիմնված է խողովակաշարի սկզբում և վերջում ճնշումների տարբերությամբ պայմանավորված մեծ արագությամբ օդի հոսքով այլ նյութերի տեղափոխելու հնարավորությունը: Կախված ճնշման անկում ստեղծելու եղանակից և նրա մեծությունից, պնևմատիկ տեղակայանքները լինում են ներծծող, մղող և խառը (ներծծող-մղող), ցածր (մինչև $5 \cdot 10^3$ Պա), միջին ($5 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^4$ Պա) և բարձր

($5 \cdot 10^4$ Պա-ից ավելի) ճնշման (նկ.6.1): Ներծծող պնևմափոխակրիչներում խողովակաշարերից օդը արտածծվում է օդամուղ մեքենայով և ստեղծվում է նոսրացում:



Նկ.6.1. Պարզագույն պնևմափոխակրիչների սխեմաներ.
ա- ներծծող, բ-մղող, գ-ներծծող-մղող: 1-բերնման հարմարանք, 2- ներծծող խողովակաշար, 3-ցիկլոն, 4-օդախողովակաշար, 5- փոշեզատիչ, 6-օդամուղ մեքենա, 7-աղմուկի խլացուցիչ, 8- փական:

Նոսրացման շնորհիվ օդը մթնոլորտից մտնում է բեռնման հարմարանք 1 և անցնելով բեռի շերտերով կամ հանդիպելով խողովակաշար մտնող բեռին, նյութախողովակաշարով 2 այն տեղափոխում է ցիկլոն 3, որտեղից բեռը դուրս է բերվում փականի 8 օգնությամբ, իսկ օդը մուտք է գործում օդախողովակաշար 4: Անցնելով փոշեզատիչով 5, օդամուղ մեքենայով 6 և խլացուցիչով 7 օդը արտանետվում է մթնոլորտ:

Ներծծող պնևմափոխակրիչների առավելությունը կառուցվածքի պարզությունն է, մի քանի կետից բեռի միաժամանակ տեղափոխման հնարավորությունը, աշխատատեղերում բարձր սանիտարահիգիենիկ պայմանների ապահովումը: Քանի որ այդ տեղակայանքներում ամբողջ համակարգը գտնվում է նոսրացման վիճակում, ապա բեռնման հարմարանքը հերմետիկություն չի պահանջում: Թերություններից են համարվում ճնշման բարձր անկումների ստեղծման դժվարությունը, բեռնաթափման տեղերում հատուկ հերմետիկացնող սարքավորման առկայությունը:

Մղող տեղակայանքներում (նկ. 6.1.բ) օդամուղ մեքենան օդը մղում է պնևմահամակարգ՝ նրանում ստեղծելով մթնոլորտայինից բարձր օդի ճնշում, առավելագույնը՝ բեռնման տեղում, նվազագույնը՝ ցիկլոնում: Մղող պնևմատեղակայանքների առավելությունը տեսականորեն անսահմանափակ ճնշում ստեղծելու հնարավորությունն է, որը թույլ է տալիս օգտագործել դրանք ինչպես ցածր, այնպես էլ բարձր խտությամբ բեռները հոսքերով փոխադրելու համար: Մղման պնևմատեղակայանքների թերություններից են բեռնման հարմարանքների կառուցվածքի բարդությունն ու պնևմահամակարգի հերմետիկությանը ներկայացվող բարձր պահանջները:

Ներծծող-մղող տեղակայանքներում (նկ. 6.1.գ) օգտագործվում են ներծծող և մղող տեղակայանքների դրական որակները:

Կախված նյութախողովակաշարերի քանակից պնևմափոխակրիչները լինում են պարզ՝ մեկ նյութախողովակաշարով և ճյուղավորված՝ երկու և ավելի նյութախողովակաշարով: Ճյու-

դավորված պնևմատեղակայանքներում նյութախողովակաշարով հնարավոր է մի քանի կետերից միաժամանակ փոխադրել տարբեր բեռներ: Ճյուղավորված տեղակայանքների հիմնական թերությունը հանդիսանում է մեկ նյութախողովակաշարում բեռնվածության փոփոխության ազդեցությունը մյուս նյութախողովակաշարի աշխատանքի կայունության վրա: Պնևմատրանսպորտային տեղակայանքները կարող են լինել օդի փակ և բաց հոսքով: Առաջին դեպքում ամբողջ օդը կամ նրա մի մասը օդամուղ մեքենայով վերադառնում է բեռնավորման սարքավորում ու կրկին օգտագործվում փոխադրման նպատակով, իսկ երկրորդ դեպքում օդը օդամուղ մեքենայով ամբողջությամբ արտանետվում է մթնոլորտ: Վերամշակման ձեռնարկություններում առավել լայն տարածում են ստացել միջին ճնշման, նյութախողովակաշարերի ճյուղավորված ցանցով պնևմատրանսպորտային տեղակայանքները; Վերոհիշյալ ձեռնարկություններում մղման տեղակայանքները հիմնականում կիրառվում են որպես միջարտադրամասային փոխադրամիջոց (ալրադացներում հատիկագտման բաժանմունքից մնացորդների փոխադրումը թափոնների արտադրամաս):

6.1.2. ՊՆԵՎՍԱՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ՏԵՍՈՒԹՅՈՒՆԸ ԵՎ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Պնևմափոխակրիչների նախագծման ժամանակ հիմնական ելակետային տվյալներն են արտադրողականությունը Q տ/ժ, խողովակաշարի սկզբունքային սխեման և փոխադրվող բեռի ֆիզիկամեխանիկական հատկանիշները: Հաշվարկի արդյունքում պետք է որոշել օդի պահանջվող ծախսը $V_{\text{մ}^3/\text{վրկ}}$, օդի ճնշումը P Պա, խողովակաշարի անհրաժեշտ տրամագիծը $d_{\text{յ}}$, մ, օդամղիչի հզորությունը N , կՎտ և մի շարք օժանդակ մեծություններ:

Օդի ուղղաձիգ հոսքի արագությունը, որի դեպքում նյութի մասնիկները գտնվում են կախված վիճակում կամ կատարում են

անընդհատ բաբախող շարժում կոչվում են ճախրելու կամ կրիտիկական արագություն: Ճախրելու արագությունից է կախված բեռի փոխադրման արագությունը ինչպես նաև փոշեզատիչների և ցիկլոնների հաշվարկը:

Ճախրելու արագությունը կախված է փոխադրվող բեռի մասնիկների չափերից, խտությունից օդի խտությունից և որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$V_{\text{լր}} = k \sqrt{\frac{\rho_{\mu}}{\gamma_{\text{ոդ}} \cdot g}} a, \quad (6.1)$$

որտեղ ρ_{μ} -ն բեռի խտությունն է, $\gamma_{\text{ո}}'$ -ն՝ օդի խտությունը, մթնոլորտային ճնշման պայմաններում ընդունվում է $\gamma_{\text{ոդ}} = 1,2 \text{ կգ/մ}^3$:

Հաշվի առնելով մղող սարքերում լրացուցիչ ճնշումը ընտրվում է $\gamma_{\text{ոդ}} = 1,6 - 2,0 \text{ կգ/մ}^3$: Ներծծվող կայանքներում, որտեղ օդի ճնշումը ցածր է մթնոլորտայինից վերցնում են $\gamma_{\text{ոդ}} = 0,8 - 0,95 \text{ կգ/մ}^3$: a -ն մասնիկի չափն է մ, k -ն գործակից է, որի արժեքը տատանվում է 10-ից մինչև 170 սահմաններում: Այն կախված է բեռի մասնիկի չափերից, մակերևույթի բնույթից: k -ի բերված արժեքը համապատասխանում է մասնիկների 0,00001-ից մինչև 0,07մ չափերին: Երբ $a = 0,005 - 0,07$ մ, $k = 170$: Պրակտիկ հաշվարկների ժամանակ ավելի նպատակահարմար է օգտվել փորձ-նական տվյալներից, որոնք մի շարք գյուղատնտեսական բեռների համար բերված են աղյուսակ 6.1-ում:

Պնևմատիկայի չափերի նախագծման ժամանակ շատ կարևոր է ճիշտ ընտրել օդի շարժման արագությունը: Այն պետք է լինի նվազագույն թույլատրելի, սակայն բավարար նյութի փոխադրման համար: Չափից ավելի արագությունները բերում են էներգիայի գերաժախսի, բեռը վնասվում է, մեծանում է կայանքի եզրաչափերը, բարձրանում փոխադրման ինքնարժեքը:

Աղյուսակ 6.1

Բեռ	$V_{\text{լր}}$ մ/վ	Բեռ	$V_{\text{լր}}$ մ/վ
Ցորեն	9,0-11,5	Բրինձ	10,1
Տարեկան	8,5-10,0	Ալյուր	8,1
Գարի	8,5-11,0	Ցորենի ծղոտ	12,0-19,0
Վարսակ	8,0-9,0	Տարեկանի ծղոտ	6,4-8,4
Ոլոռ	15,5-16,5	Վարսակի ծղոտ	7,0-8,7
Եգիպտացորեն	12,5-14,0	Հնդկացորենի մղեղ	0,92-2,73
Վուշի սերմ	5,2	Մղեղ	0,67-3,1
Սոյա	17,0-20,0	Սիլոս W=72-82% դեպքում	8,0-20,0
Կանեփ	8,0-11,0	Ծղոտ կտրված	3,5-4,25
Արևածաղիկ	7,0-8,5	Ցեմենտ	5,3
Հնդկացորեն	8,6	Ավազ	20

Սահմանվածից ցածր արագությունները, փոխակրիչի անգամ փոքր գերբեռնման դեպքում, հանգեցնում են անցափակման:

Օդի շարժման արագությունը, ցածր ճնշման մղող և ներծծող կայանքների համար հանձնարարվում է որոշել հետևյալ բանաձևով.

$$V_{\text{ոդ}} = a_{\text{լր}} \sqrt{\gamma_p + BL_p^2}, \quad (6.2)$$

որտեղ $a_{\text{լր}}$ -ն բեռի մասնիկների խոշորայնության գործակիցն է, որ վերցնում են ըստ աղյուսակ 6.2-ի:

B-ն գործակից է, $B=(2\div 5)10^{-5}$: Չոր փոշենման բեռների համար ընդունվում է փոքր արժեքը:

L_p -ն փոխակրիչի բերված երկարությունն է, որը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$L_p = \sum L_h + \sum L_{n_{\text{ոլ}}} + \sum L_{\sigma} + \sum L_{\omega} + \sum L_g + \dots \text{և այլն:} \quad (6.3)$$

որտեղ $\sum L_h$ -ն և $\sum L_{m\eta}$ -ն հորիզոնական և ուղղաձիգ տեղամասերի երկարություններն են, $\sum L_\delta$ -ն՝ ծնկների դիմադրությանը հավասար դիմադրություններ ունեցող ուղիղ տեղամասերի համար համարժեք երկարությունների գումարը, $\sum L_w$ -ն՝ նույնը անջատիչների համար, $\sum L_g$ -ն՝ նույնը ցիկլոնների և բաժանարարների համար:

Աղյուսակ 6.2

Բեռի տեսակը	Մասնիկների առավելագույն խոշորությունը	a_{ju}
Փոշենման	0,001-1,0	10-16
Հացահատիկային համասեռ	1-10	17-20
Մանրակտոր համասեռ	10-20	17-22
Միջին կտորներով համասեռ	40-80	22-25

Ներծծող փոխակրիչներում (L_p -ն մինչև 100մ) BL_p^2 մեծությունը շատ փոքր է, ուստի հաշվարկների ժամանակ անտեսվում է: Բարձր ճնշման փոխակրիչներում V_{on} -ը վերցնում են $V_{\eta p}$ -ից 1,5-2 անգամ ավելի:

Հացահատիկային բեռների համար հանձնարարվում է օդի արագությունը որոշել ելնելով ճախրման արագությունից հետևյալ բանաձևով.

$$V_{on} = \varphi \cdot V_{\eta p} \quad (6.4)$$

որտեղ φ -ն գործակից է, որը կախված է փոխակրիչի սխեմայի բարդությունից: Հորիզոնական կամ ուղղաձիգ խողովակաշարի դեպքում վերցնում են $\varphi = 2,2$, մեկ ուղղաձիգ /կամ թեք/ և մեկ

հորիզոնական տեղամասի համար – 2,4, երեք տեղամասի /հորիզոնական, թեք և ուղղաձիգ/ համար – 2,6, իսկ ավելի բարդ տեղամասերի համար – 2,8:

Գրականության մեջ ցուցում է տրվում օղի արագությունը վերցնել ելնելով խառնուրդի զանգվածային պարունակությունից:

Ինչքան բարձր է խառնուրդի զանգվածային պարունակությունը /կոնցենտրացիան/ μ , այնքան բարձր պետք է վերցնել օղի արագությունը (աղյուսակ 6.3):

Աղյուսակ 6.3

μ	1	2	10	16
$V_{\text{օղ}}$	$1,25 V_{\text{կ}}$	$1,5 V_{\text{կ}}$	$2 V_{\text{կ}}$	$(2,5 \div 3,0) V_{\text{կ}}$

Այս արժեքները օգտագործում են հաշվարկների ժամանակ, եթե չկան $V_{\text{օղ}}$ -ի ավելի մեծ արժեքներ վերցնելու անհրաժեշտություն և հիմնավորում:

Փորձնական տվյալների հիման վրա գյուղատնտեսական մի շարք բեռների համար φ գործակցի արժեքները բերված են աղյուսակ 6.4-ում:

Աղյուսակ 6.4

Փոխադրվող նյութը	φ
Հացահատի $\mu = 1,0 \div 5,0$ դեպքում	1,25-2,5
Ծղոտ $\mu = 1,0 \div 2,0$ և բարձր	1,5-2,5
Ծղոտ մինչև 200մմ երկարության	1,1-1,7
Ծղոտ 200մմ-ից մեծ երկարության	1,1-1,4
Կալսված հասկ և մղեղ	1,5-3,7
Բամբակ – հումք $\mu = 3,0 \div 0,75$	1,16-1,45
Խոտ $\mu = 3,0 \div 0,8$	1,5-2,5

Զանգվածային պարունակության μ մեծ արժեքների և փոխադրվող նյութի բարձր խոնավության դեպքում խողովա–

կաշարի խցանումներից խուսափելու համար վերցնում են φ -ի բարձր արժեքները:

***Օդում խառնուրդի պարունակության
/կոնցենտրացիայի/ գործակից***

Խառնուրդի զանգվածային պարունակության գործակիցը միավոր ժամանակում փոխադրվող բեռի զանգվածի հարաբերությունն է նույն ժամանակում ծախսված օդի զանգվածին.

$$\mu = \frac{Q}{3,6G} \quad (6.5)$$

որտեղ Q -ն կայանքի արտադրողականությունն է, տ/ժ

G -ն՝ օդի վայրկյանային ծախսը, կգ/վրկ:

Հետազոտությունների և պրակտիկ աշխատանքների հիման վրա հանձնարարվել են μ -ի հետևյալ արժեքները.

- հացահատիկ և նրա վերամշակումից ստացված արտադրանք – $\mu = 1...1,25$,
- ցեմենտ, ածուխի փոշի – $\mu = 20...60$,
- խոտ, բամբակի հումք – $\mu = 0,3...0,8$,
- ավազ, խիճ – $\mu = 3...20$,
- ծղոտ – $\mu = 0,3...2$:

Բերված տվյալներով առաջնորդվելով հանդերձ, պետք է իմանալ, որ ինչքան բարդ է պնևմատիսակրիչների եզրագիծը /երկարությունը մեծ է, ծնկերը շատ են և այլն/ այնքան խառնուրդի պարունակության գործակիցը պետք է վերցնել փոքր /թույլատրելի արժեքների սահմաններում/:

Օդի պահանջվող քանակը u^3 /ժամ

Օդի պահանջվող քանակը u^3 /ժամ որոշվում է հետևյալ քանաձևով.

$$U_{\text{ոդ}} = \frac{G}{\gamma_{\text{ոդ}}} = \frac{Q}{3,6\mu\gamma_{\text{ոդ}}} \quad (6.6)$$

ԽՈՂՈՎԱԿԱՇԱՐԻ ԼԱՅՆԱԿԱՆ ՀԱՏՈՒՅԹԻ ՄԱԿԵՐԵՍԸ և ՏՐԱՄԱԳԻԾԸ

Խողովակաշարի հատույթի մակերեսը u^2 որոշվում է հետևյալ բանաձևով

$$F = \frac{U_{\text{ոդ}}}{V_{\text{ոդ}}} \quad (6.7)$$

Հաստատուն լայնական հատույթով խողովակաշարի տրամագիծը օդի փոփոխական արագության դեպքում կլինի

$$d_{\text{խ}} = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4U_{\text{ոդ}}}{\pi V_{\text{ոդ}}}} = 0,6 \sqrt{\frac{Q}{\mu \gamma_{\text{ոդ}} V_{\text{ոդ}}}} \quad (6.8)$$

Օդի հաստատուն արագության դեպքում խողովակաշարի տրամագիծը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$d_{\text{խ}} = 0,6 \sqrt{\frac{QP_0}{\mu \gamma_{\text{ո}} V_{\text{ոդ}} P_{\text{ոդ}}}} \quad (6.9)$$

որտեղ $V_{\text{ո}} -$ ը և $P_{\text{ո}} -$ ը հաշվարկային կտրվածքում համապատասխանաբար օդի արագությունը և ճնշումն է:

γ_0 -ն և P_0 -ն խողովակաշարի ելքային մասում օդի խտությունն է և ճնշումը, $P_0 = 0,1$ ՄՊա:

Հաստատուն տրամագծով խողովակաշարի ցանկացած կտրվածքում օդի արագությունը կլինի.

$$V_{\text{ոդ}} = V_0 \frac{P_0}{P_{\text{ոդ}}} : \quad (6.10)$$

Բանաձևերից հետևում է, որ հաստատուն տրամագծով խողովակում օդի արագությունը հակադարձ համեմատական է ճնշմանը:

Այսպիսով պրակտիկայում պնևմատիկ փոխակրիչները կարելի է պատրաստել երկու ձևով.

ա/ հաստատուն տրամագծի խողովակաշարով, որի շահագործումը էժան է, քանի որ ծախսվում է քիչ հզորություն,

բ/ փոփոխական տրամագծի խողովակաշարով և օդի հոսքի հաստատուն արագությամբ, որը պատրաստման ժամանակ պահանջում է քիչ ծախսեր:

Գյուղատնտեսության մեջ կիրառվող պնևմատիկ կայանքները, որոնք ունեն համեմատաբար ոչ մեծ երկարություն պատրաստում են հաստատուն տրամագծի խողովակաշարով:

Էջք (ճնշում). Էջք է կոչվում խողովակաշարի ծայրերում առաջացած ճնշումների տարբերությունը, որն անհրաժեշտ է նյութի փոխադրման ժամանակ բոլոր դիմադրությունների հաղթահարման համար: Այլ կերպ ասած ճնշումների այդ տարբերությունը պետք է հավասար լինի փոխադրող կայանքի բոլոր տեղամասերում ճնշման կորուստների գումարին:

Ճնշման կորուստներ կարող են առաջ գալ նյութը խողովակաշար մտնելիս, խողովակաշարով շարժվելիս, բարձրանալիս, ծնկերով, ֆիլտրերով անցնելիս, բեռնաթափման կետերում և այլն:

Պնևմատիկ փոխակրիչների համար ընդհանուր էջքը կազմվում է դինամիկական h_η և ստատիկական h_u էջքերից:

Դինամիկական էջքը նյութի և օդի իներցիան հաղթահարելու, այսինքն՝ դրանց V_p և V_{on} արագություն հաղորդելու համար անհրաժեշտ էջքն է /ընդունվում է, որ նյութի և օդի սկզբնական արագությունը հավասար է զրոյի/:

Բեռի և օդի արագությունների $V_p : V_{on} = 0,85$ հարաբերակցության դեպքում դինամիկական էջքը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$h_\eta = \frac{\gamma_{on} \cdot V_{on}^2}{2g} (1 + 0,72\mu) \quad (6.11)$$

Այսպիսով դինամիկական էջքը ուղիղ համեմատական է օդի արագության քառակուսուն: Այն կախված է նաև օդում նյութի

զանգվածային պարունակությունից և բացարձակապես կախված չէ խողովակաշարի կտրվածքի մակերեսից:

Ստատիկական էջը ծախսվում է խողովակաշարում շփումը հաղթահարելու $h_{շփ}$, տեղական դիմադրությունների /ծունկ, ստալո, բեռնաթափիչ, ճկուն խողովակաշար և այլն/ հաղթահարման h_m և փոխադրվող նյութի բարձրացման վրա h_p :

L երկարությամբ խողովակաշարում օդի շփման դիմադրությունների վրա ճնշման կորուստը որոշվում է հիդրավլիկայի ընդհանուր բանաձևով.

$$h'_{շփ} = \lambda \frac{L}{d_{\text{Խ}}} \cdot \frac{\gamma_{\text{օդ}} \cdot V_{\text{օդ}}^2}{2g} \quad (6.12)$$

որտեղ λ -ն շփման դիմադրության գործակիցն է, $d_{\text{Խ}}$ -ն և L -ն խողովակաշարի տրամագիծը և երկարությունը, մ:

Շփման դիմադրության գործակիցը կարելի է որոշել փորձով: Հաշվարկների ժամանակ կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով.

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{d_{\text{Խ}}} \quad (6.13)$$

Օդի և փոխադրվող նյութի շփման ժամանակ շարժման վրա ճնշման կորուստը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$h_{շփ} = h'_{շփ} (1 + C\mu), \quad (6.14)$$

որտեղ C -ն գործակից է, որը կախված է խառնուրդի կոնցենտրացիայից, հոսքի արագությունից, բնույթից և փոխադրվող բեռի ֆիզիկամեխանիկական հատկություններից:

C -ի ճշգրիտ արժեքի որոշումը շատ բարդ է, ուստի պրակտիկ հաշվարկների ժամանակ այն որոշում են ելնելով օդի հոսքի արագությունից՝ ըստ աղյուսակ 6.5-ի:

Տեղական դիմադրությունների վրա ճնշման կորուստը h_m , կարելի է որոշել երկու եղանակով: Դրանցից առաջինը հանձնարարվում է բարդ եզրագիծ ունեցող պնևմափոխակրիչների հաշվարկի համար: Էությունը կայանում է հետևյալում. ծնկերում, ցիկլոններում, բեռնաթափիչներում տեղական դիմադրություն-

ները արտահայտվում են հորիզոնական տեղամասերի համար-
ժեք երկարություններով $L_{\text{համ}}$:

Աղյուսակ 6.5

C գործակցի արժեքը կախված օդի արագությունից, $V_{\text{օդ}}$

$V_{\text{օդ}}$ մ/վրկ	13	15	17	19	21	23	25	26
C	0,68	0,58	0,49	0,42	0,37	0,34	0,32	0,31

Թեք տեղամասերի /ծնկների/ համար, կախված կորության
շառավղի R_{δ} և խողովակաշարի տրամագծի d_{μ} հարաբերու-
թյունից, համարժեք երկարությունը վերցվում է ըստ աղյուսակ
6.6-ի:

Աղյուսակ 6.6

Թեք տեղամասի համարժեք երկարությունը $L_{\text{համ}}$, մ

Բեռի տեսակը	Համարժեք երկարությունը $L_{\text{համ}}$, $R_{\delta} : d_{\mu}$ դեպքում			
	4	6	10	20
Փռչենման	4-8	5-10	6-10	6-10
Հացահատիկային համասեռ	-	8-10	12-16	16-20
Մանրակտոր ոչ համասեռ	-	-	28-35	38-45
Խոշոր կտորներով ոչ համասեռ	-		60-80	70-90

Աղյուսակ 6.6 - ում նշված փոքր չափերը հանձնարարվում է
բեռների համեմատաբար ցածր արագություններով փոխադրման
ժամանակ:

Պնևմատիկակրիչների տեղակայանքների տարբեր տե-
ղամասերի տեղական դիմադրությունների մեծությունները ար-
տահայտված համարժեք երկարությամբ՝ կախված զանգվածային
կոնցենտրացիայից և խողովակաշարի տրամագծից բերված են
աղյուսակ 6.7-ում:

Աղյուսակ 6.7

Տեղական դիմադրությունների համարժեք երկարությունը

Հ/հ	Տեղական դիմադրություններ	Համարժեք երկարությունը $L_{\text{համ}}$
1	Միևնույն պարամետրերով երկու խողովակաշարերի միացում	$10 d_{\text{հ}}$
2	Ծայրափողակ	$150 \frac{1 + 0,4\mu}{\mu} d_{\text{հ}}$
3	Փոշեզատիչով բեռնաթափիչ	$300 \frac{1 + 0,4\mu}{\mu} d_{\text{հ}}$
4	Փոշեզատիչ	$\frac{130}{\mu} d_{\text{հ}}$
5	Երկրնթացքանի փոխարկիչ	8
6	Ներծծող կայանքի բեռնաթափիչին միացված ℓ երկարությամբ խողովակ	$\frac{\ell}{\mu}$
7	Ներծծող կայանքի բեռնաթափիչին միացված ծունկ	$15 \frac{d_{\text{հ}}}{\mu}$
8	ℓ երկարության ճկուն խողովակ, առանց կորուստները հաշվի առնելու	2ℓ

Նյութը բարձրացնելու համար ճնշման կորուստը h_F որոշվում է հետևյալ բանաձևով:

$$h_F = \mu \cdot \gamma_{\text{ոդ}} \cdot H \quad (6.15)$$

որտեղ H -ը նյութի բարձրացման չափն է:

Ընդհանուր էջքը կլինի.

$$h = h_{\eta} + h_z + h_{\text{տ}} + h_F : \quad (6.16)$$

Պնևմատիկ կայանքի քամհարի շարժաբերի շարժիչի անհրաժեշտ հզորությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով

$$N_{\beta} = \frac{V_{\text{ող}} h}{1000 \eta_1 \eta_2 \eta_3} , \text{ կՎտ} \quad (6.17)$$

η_1 -ը օդամղիչի ՕԳԳ-ն է, $\eta = 0,75$:

$\eta_2 = 0,95 - 0,97$ - առանցքակալների ՕԳԳ-ն է:

$\eta_3 = 0,96 - 1,0$ - շարժաբերի ՕԳԳ-ն է:

6.1.3. ՊՆԵՎՄԱՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ԿԻՐԱՌՈՒԹՅՈՒՆԸ ԳՅՈՒՂԱՏՆՏԵՍՈՒԹՅԱՆ ՄԵԶ

Գյուղատնտեսության մեջ պնևմատիկակրիչները լայն կիրառություն են գտել աղացներում և էլևատորներում փոշու հեռացման, ալյուրի, հացահատիկի և այլ նյութերի փոխադրման, կերացելների և անասնապահական ֆերմաների սպասարկման, խոտի և ծղոտի դեզավորման և այլ բեռնման-բեռնաթափման աշխատանքների կատարման համար:

Պնևմատիկակրիչներ հատկապես շատ են տարածված աղացներում և էլևատորներում, հացահատիկի և դրա վերամշակումից ստացված արգասիքների փոխադրման համար:

Գյուղատնտեսության մեջ պնևմատիկակրիչներն օգտագործում են նաև կոմբայնների, գոծիչ և հացահատիկամաքիչ կայանքների կառուցվածքում:

Որոշ գյուղատնտեսական մեքենաների համակարգում օգտագործվում է պնևմատիկ փոխադրման սկզբունքը, երբ նյութը շարժվում է օդի արագությունից մեծ արագությամբ նյութի նետման շնորհիվ, որից հետո նյութը շարժվում է օդի հոսքի հետ: Այդպիսի մեքենաներից են հացահատիկային (PCM-10) և սիլոսային մշակաբույսերի բերքահավաքի (ԿԵԴ-3, KUK-1,4), սիլոսի փոխադրման (ՏՊ-30), հատիկի փոխադրման (ՏՅՊ-3), ծղոտի փոխադրման (ՊՏ-3 և ՊՏ-7) մեքենաները:

Գյուղատնտեսական արտադրության համալիր մեքենայացման մեքենաների համակարգում սորուն և ցողունավոր նյութերի, բեռնման-բեռնաթափման փակ ու բաց պահեստներում և դաշտային պայմաններում բեռնման-բեռնաթափման համար նա-

խատեսված են շարժական պնևմատիկ փոխակրիչներ 10-15 տ/ժամ արտադրողականությամբ և 6-8 ձուժ հզորությամբ էլեկտրական կամ ներքին այրման շարժաբերներով:

6.2. ՃՈՃՎՈՂ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ

Ճոճվող փոխակրիչները համարվում են առանց քարշային օրգանի փոխադրական մեքենաներ:

Ճոճվող փոխակրիչի աշխատանքի սկզբունքը կայանում է հետևյալում. փողրակին կամ կիսախողովակին, որը համարվում է բեռ կրող բանվորական օրգանը (տարրը) հաղորդվում է տատանողական շարժում: Բանվորական օրգանին մատուցված բեռը իներցիոն ուժի ազդեցության տակ կատարվում է իրար հաջորդող սահքի տեղաշարժեր փոխադրման ուղղությամբ կամ տեղաշարժվում է փոքր թռիչքներով:

Բեռի տեղաշարժի բնույթը կախված է բանվորական օրգանի շարժման ռեժիմից, որն էլ իր հերթին որոշվում է շարժաբերի կառուցվածքով և աշխատանքի ռեժիմով:

Ըստ բանվորական օրգանի շարժման ռեժիմի ճոճվող փոխակրիչները լինում են իներցիոն և վիբրացիոն (թրթռումային): Իներցիոն տեսակը լինում է փողրակի հատակին բեռի հաստատուն և փոփոխական ճնշումով, որոնց դեպքում բեռը տեղաշարժվում է առանց փողրակի հատակից անջատվելու և տեղաշարժը միշտ ուղեկցվում է շփումով:

Վիբրացիոն տեսակների մոտ բեռը տեղաշարժվում է միկրոթռիչքներով և բեռը պարբերաբար անջատվում է փոխակրիչի հատակից: Վիբրացիոն տեսակը ունի մեծ առավելություններ, ուստի հեռանկարային է:

Ըստ ճոճման բնույթի նշված փոխակրիչները լինում են՝

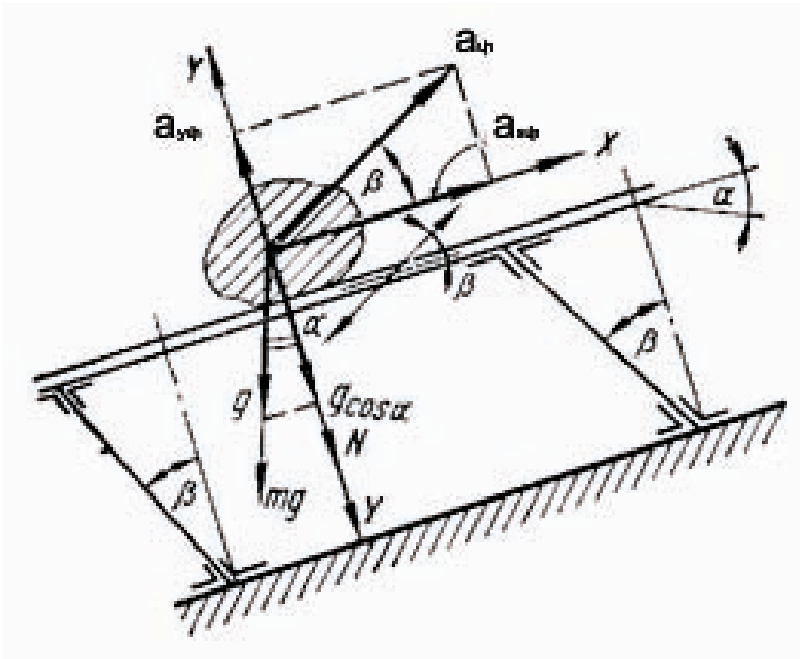
- ուղղագիծ հարմոնիկ,
- ուղղագիծ ոչ հարմոնիկ,
- էլիպտիկ և այլն:

Հատկապես լայն տարածում են գտել ուղղագիծ հարմոնիկ տատանման ռեժիմով աշխատող փոխակրիչները: Այդպիսի փոխակրիչներում բեռ կրող տարրը կատարում է ուղղագիծ

հարմոնիկ տատանում բանվորական օրգանի հարթության նկատմամբ β անկյան տակ ուղղված առանցքի նկատմամբ (նկ.6.2) n հաճախականությամբ և A ամպլիտուդայով համաձայն հետևյալ օրենքի.

$$\eta = A \sin \omega t$$

որտեղ η -ն բեռի մասնիկի բացարձակ տեղափոխությունն է, ω -ն՝ տատանումն առաջ բերող մեխանիզմի անկյունային արագությունը, t -ն՝ ընթացիկ ժամանակը:



Նկ.6.2. Ճռվող փոխակրիչների աշխատանքի ռեժիմի որոշման հաշվարկային սխեմա:

Եթե հորիզոնի նկատմամբ α անկյան տակ տեղադրված փողրակին հաղորդվի փողրակի հարթության նկատմամբ β անկյան տակ ուղղված a_{ϕ} արագացում, ապա փողրակը կկա-

տարի x առանցքի ուղղությամբ երկայնական և y առանցքի ուղղությամբ լայնական տեղափոխություններ, որոնց մեծությունները որոշվում է հետևյալ բանաձևերով.

$$\left. \begin{aligned} x &= A \cos(\alpha + \beta) \sin \omega t \\ y &= A \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (6.18)$$

Այս տատանումները տարբեր ձևով են ազդում փոխադրման գործընթացի վրա: Երկայնական տատանումը ապահովում է բեռի տեղաշարժը բանվորական օրգանի վրայով, իսկ լայնական տեղաշարժով պայմանավորված է բեռի տատանումները բանվորական օրգանի հետ միասին:

Տեղաշարժվող բեռի մասնիկի վրա ազդում են հետևյալ ուժերը.

- ծանրության ուժը mg ,
- նորմալ ճնշման ուժը N ,
- իներցիոն ուժը I :

N ուժի մեծությունը կլինի

$$N = mg \cos \alpha + I_y = mg \cos \alpha + ma_y, \quad (6.19)$$

որտեղ a_y -ն փողրակին հաղորդված արագացման բաղադրիչն է y առանցքով, որը կորոշվի հավասարումների համակարգի (6.18) երկրորդ հավասարման կրկնակի ածանցման շնորհիվ:

$$a_y = -A\omega^2 \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t \quad (6.20)$$

Հետևաբար կստանանք.

$$N = m[g \cos \alpha + A\omega^2 \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t]: \quad (6.21)$$

Ստացված հավասարումից (6.21) հետևում է, որ աջ մասի մեծությունների հարաբերակցությամբ որոշվում է բեռը կրող օրգանի վրա բեռի ճնշման բնույթը:

Եթե $g \cos \alpha > A\omega^2 \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t$, ապա բեռի վրա ազդող նորմալ ճնշումը ուղղված կլինի ներքև և բեռին կսեղմի փողրակին, եթե $g \cos \alpha < A\omega^2 \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t$, ապա նորմալ ճնշումն ուղղված է վերև և ձգտում է բեռի մասնիկին անջատել բանվորական օրգանի հատակից:

Տատանման ωt անկյունը փոփոխվում է 0-ից մինչև 360° :
 Երբ $\omega t = \frac{\pi}{2}$ և դրա բազմապատիկ մեծությունների դեպքում փող-
 րակի արագացման պրոյեկցիան y առանցքի վրա ստանում է իր
 ամենամեծ արժեքը.

$$a_y = A\omega^2 \sin(\alpha + \beta) \quad (6.22)$$

Արագացման a_y բաղադրիչի առավելագույն արժեքի հարաբե-
 րությունը ազատ անկման արագացման համապատասխան
 բաղադրիչին անվանում են փոխակրիչի աշխատանքի ռեժիմի
 գործակից.

$$\Gamma = \frac{A\omega^2 \sin(\alpha + \beta)}{g \cos \alpha} \quad (6.23)$$

Աշխատանքի ռեժիմի գործակցի մեծությունը որոշում է բեռի
 մասնիկի շարժման բնույթը իներցիոն փոխակրիչներում:

Երբ $\Gamma < 1$ բեռը գտնվում է փողրակի հարթության վրա շփման
 և իներցիոն ուժերի ազդեցության հանրագումարում
 տեղաշարժվում է: $\Gamma > 1$ դեպքում բեռի մասնիկները բեռ կրող
 տարրից անջատվում են և հիմնականում տեղափոխվում են
 միկրոթոփչքներով: $\Gamma = 1$ դեպքում որոշ մասնիկներ անջատվում են
 բանվորական օրգանից և տեղաշարժվում միկրոթոփչքներով, իսկ
 որոշ մասնիկներ մնում են բանվորական օրգանի վրա և
 տեղաշարժվում նրա հետ միասին:

$\Gamma < 1$ դեպքը վերաբերում է իներցիոն փոխակրիչին, իսկ $\Gamma > 1$
 դեպքը՝ վիբրացիոն:

6.3. ԻՆԵՐՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ

Փողրակի և բեռի աշխատանքի ռեժիմից կախված լինում են
 փողրակի հատակին բեռի հաստատուն և փոփոխական ճնշումով
 իներցիոն փոխակրիչները:

6.3.1. ՓՈՂՐԱԿԻ ՀԱՏԱԿԻՆ ԲԵՌԻ ՀԱՍՏԱՏՈՒՆ ՃՆՇՈՒՄՈՎ
ԻՆԵՐՑԻՈՆ
ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ

Շարժաբերը փողրակին զուգահեռ ուղղությամբ, հաղորդում է ետադարձ համընթաց շարժում (նկ.6.3):

Ընդ որում փողրակի շարժման բնույթը դեպի առաջ (փոխադրման ուղղությամբ) և դեպի ետ տարբեր է: Անհրաժեշտ է, որ բերը ամբողջ ժամանակահատվածում, փոխակրիչի և ուղիղ և հակառակ քայլի դեպքում, շարժվի առաջ: Այժմ պարզաբանենք թե փողրակի արագացման փոփոխման ինչպիսի օրինաչափության դեպքում է հնարավոր բերի տեղաշարժի այդպիսի բնույթը:

Փողրակում գտնվող բերի վրա ազդում են ծանրության ուժը $G = mg$, հատակի հետ շփման ուժը $F = mgf$ և իներցիոն ուժը $P_{\rho} = ma$:

Մասնիկը փողրակի հետ կշարժվի առաջ, եթե փողրակի և բերի միջև շփման ուժը մեծ կամ հավասար է իներցիոն ուժին, այսինքն

$$mgf \geq ma \quad (6.24)$$

Հետևաբար ուղիղ ընթացքի դեպքում որպեսզի բերը տեղափոխվի առաջ փողրակի արագացումը պետք է լինի

$$a \leq gf \quad (6.25)$$

որտեղ f -ը բերի դադարի շփման գործակիցն է փողրակի հատակի հետ: Փողրակի ետադարձ ընթացքի դեպքում նրա արագացումը կլինի բացասական, այսինքն ուղղված կլինի տեղափոխմանը հակառակ ուղղությամբ:

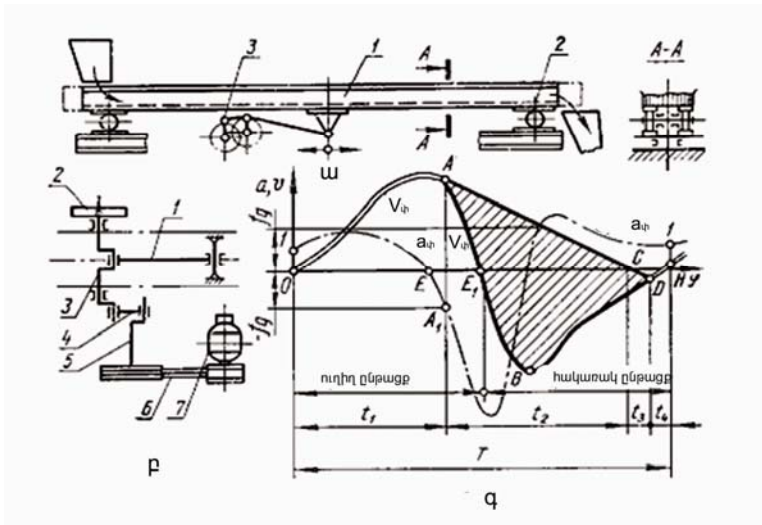
Իներցիայի ուժը այդ դեպքում ուղղված կլինի տեղափոխման ուղղությամբ, (այսինքն, փողրակի արագացմանը հակառակ), որը ստիպում է մասնիկներին շարժվել առաջ, իսկ շփման ուժը կլիանադարի դրան:

Հետևաբար, որպեսզի բերի մասնիկը փողրակով շարժվի փոխադրման ուղղությամբ, այլ ոչ թե փողրակի հետ շարժվի

հակառակ ուղղությամբ անհրաժեշտ է, որ իներցիոն ուժը մեծ կամ հավասար լինի շփման ուժից՝ $ma \geq mgf_1$, այսինքն, փողրակի արագացման փոփոխության օրինաչափությունը փողրակի հակառակ ընթացքի դեպքում ունենա հետևյալ տեսքը.

$$a \geq gf_1, \quad (6.26)$$

որտեղ f_1 -ը բեռի և փողրակի միջև շփման գործակիցն է շարժման ժամանակ:



Նկ.6.3. Փողրակի հատակին բեռի հաստատուն ճնշումով իներցիոն փոխակրիչ.

ω - ընդհանուր տեսքը. 1- փողրակ, 2- հենարանային հորովակ, 3- շարժաբեռ:

p - երկշուռոտվիկային շարժաբեռի սխեմա. 1 - շարժաթև, 2- թափանիկ, 3- լիսեռ, 4- ձող, 5 - շուռոտվիկ, 6 - սեպափոկավոր փոխանցում, 7- էլեկտրական շարժիչ:

q - փողրակի և բեռի արագության ու արագացման փոփոխման օրինաչափությունները:

Մտացվեց, որ բեռի անընդհատ դեպի առաջ տեղաշարժ ապահովելու համար պետք է ապահովել փողրակի շարժման տարբեր օրինաչափություններ: Դրան կարելի է հասնել փողրակի ուղիղ և հակառակ ընթացքների դեպքում տարբեր շարժաբեռներ կիրառելով:

Նկ.6.3-ում բերված է երկշուռովիկային մեխանիզմի սխեման: Այն բաղկացած է շարժաթևից 1, որը մի ծայրով միացված է փողրակին, իսկ մյուս ծայրով ծնկաձև լիսեռին 3: Ծնկաձև լիսեռին ամրացված է թափանիվ 2, որն ապահովում է ընթացքի սահունությունը: Շուռովիկին շարժում փոխանցվում է էլեկտրական շարժիչից 7 սեպափոկակոր փոխանցումով 6:

Դիտարկվող շարժաբեռը փողրակին հաղորդում է նկ.6.3գ-ում բերված օրինաչափությամբ շարժում: OAE_1BDH հոծ գիծը արտացոլում է փողրակի արագությունը, իսկ կետագիծը՝ արագացումը: Գրաֆիկի վրա համապատասխան մասշտաբով տեղադրելով gf մեծությամբ գծեր վերև և ներքև տեսնում ենք, որ t_1 ժամանակահատվածում փողրակի արագացումը փոքր է gf -ից: Հետևաբար համաձայն (6.25) պայմանի տեղի ունի փողրակի և բեռի համատեղ շարժում դեպի առաջ: A_1 կետում փողրակի արագացումը բացասական է և A_1 կետից հետո փողրակի արագացման արժեքը մեծ է gf -ից, որի հետևանքով բեռը անջատվում է փողրակից և իներցիոն ուժի շնորհիվ շարժվում առաջ, սահելով փողրակով: Մինչև C կետը բեռը սահում է փոխադրման ուղղությամբ, իսկ C կետից սկսած բեռի արագությունը փոխում է իր ուղղությունը և այն շարժվում է ետ: D կետում, որտեղ բեռի և փողրակի արագությունները հավասարվում են, բեռը փողրակի հետ շարժվում է բայց փոխադրմանը հակառակ ուղղությամբ:

Այսպիսով բեռը փոխադրվում է առաջ ոչ ամբողջ ժամանակահատվածում: t_3+t_4 փոքր ժամանակահատվածում բեռը տեղաշարժվում է ետ, սկզբում սահելով փողրակի վրայով (t_3), իսկ հետո՝ փողրակի հետ համատեղ (t_4): Փոխակրիչի աշխատանքի օպտիմալ տարբերակը կլինի, երբ $T=t_1+t_2$:

6.3.2. ՓՈՂՐԱԿԻ ՀԱՏԱԿԻՆ ԲԵՌԻ ՀԱՍՏԱՏՈՒՆ ՃՆՇՈՒՄՈՎ ԻՆԵՐՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Փողրակի շարժման ընտրված օրինաչափությունը և դրան համապատասխան շարժաբերի մշակված սխեման փոխակերպիչի հաշվարկը հանգեցնում են հետևյալին.

- հաշվարկել բեռ կրող տարրի հատույթի չափերը,
- հաշվարկել շարժաբերի հզորությունը,

կատարել փոխակերպիչի և շարժաբերի տարրերի ամրության հաշվարկներ: Հատույթի չափերը որոշվում է արտադրողա-կանության (տ/ժամ) բանաձևից.

$$Q=3,6B_{\psi} h \rho_{\bar{a}} V_{\bar{a}\bar{b}\bar{c}} \psi \quad , \quad (6.27)$$

որտեղ B_{ψ} –ն փողրակի լայնությունն է (մ), h – ը՝ փողրակի բարձրությունը (մ), $V_{\bar{a}\bar{b}\bar{c}}$ – ը՝ բեռի փոխադրման միջին արագությունը (մ/վրկ $V_{\bar{a}\bar{b}\bar{c}} \leq 0,2$ մ/վրկ), ψ –ն՝ փողրակի լցման գործակիցը, $\psi \approx 0,5 \div 0,8$:

Հաճախ ընդունում են $B=200 \div 1200$ մմ, $h=(0,4 \div 0,6) B$:

Փողրակի լայնությունը ստուգվում է հետևյալ պայմանով $B \geq (2 \div 4) a_0$, որտեղ a_0 –ն փոխադրվող բեռի մասնիկի ամենամեծ չափն է: Փոխադրման արագությունը որոշվում է նաև հետևյալ բանաձևով.

$$V_c = \frac{Sn}{60}$$

որտեղ S –ը լիսեռի մեկ պտույտի ժամանակ բեռի անցած ճանապարհն է, n – ը՝ լիսեռի պտուտաթիվը, պտ/ր:

$$S = \int_0^t V_{\bar{a}\bar{b}\bar{c}} dt$$

S –ը կարելի է որոշել արագության գրաֆիկից որպես $ACDBE_1A$ պատկերի մակերես (նրբագծված), բաժանած արագության և ժամանակի մասշտաբներին, $n=40-85$ պտ/ր ծնկաձև լիսեռի պտուտաթիվն է: Շարժաբերի շարժիչի մոտավոր հզորությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$N = \frac{QL}{367\eta} \omega', \quad (6.28)$$

որտեղ ω' -ը դիմադրության գործակիցն է, $\omega' = 1,5 \dots 2,0$, L -ը՝ փոխադրման հեռավորությունը, մ:

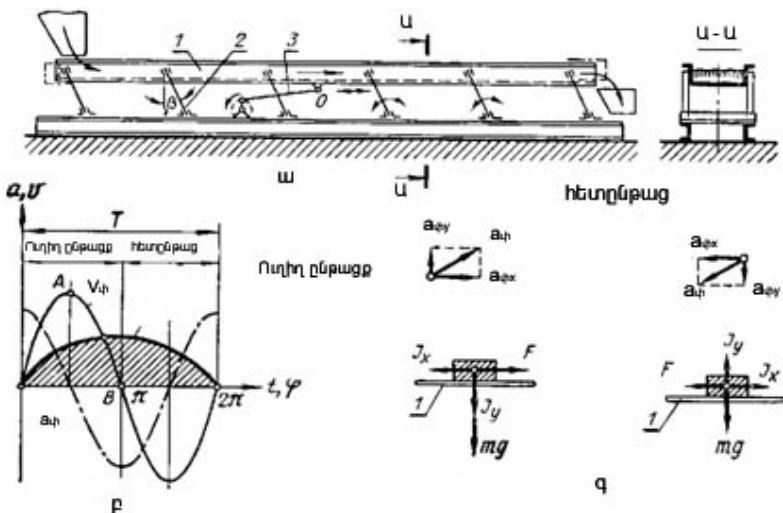
Անհրաժեշտ է նշել, որ փողրակի հատակին բեռի հաստատուն ճնշումով փոխակրիչների նախագծման ժամանակ (որը համապատասխանում է աշխատանքի ռեժիմի $F < I$ արժեքին) փողրակի տատանման ամպլիտուդը $A = 50 \div 150$ մմ ընդունում են տանող շուռտվիկի շառավիղը:

6.3.3. ՓՈՂՐԱԿԻ ՀԱՏԱԿԻՆ ԲԵՌԻ ՓՈՓՈԽԱԿԱՆ ՃՆՇՈՒՄՈՎ ԻՆԵՐՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ

Այս փոխակրիչների հիմնական տարբերությունը փողրակի հենարանների մեջ է, որոնք շրջանակին ամրացված են ուղղաձգից $\beta = 20 - 30^\circ$ անկյան տակ թեքված դիրքով: Շուռտվիկ շարժաթևային մեխանիզմի օգնությամբ փողրակը կատարում է բարդ տատանողական շարժում հորիզոնական և ուղղաձիգ ուղղություններով: Քանի որ շուռտվիկի շառավիղը (r) զգալիորեն փոքր է շարժաթևի երկարությունից, ուստի արագության փոփոխության օրինաչափությունը կարելի է ընդունել սինուսոիդով, իսկ փողրակի արագացումը՝ կոսինուսոիդով (նկ.6.3):

Հաշվի առնելով, որ $r \ll \ell_h$ (ℓ_h -ն փողրակի հենակի երկարությունն է), կարող ենք ընդունել հետևյալը.

- շարժաթևը փողրակին միացման O կետի շարժման հետագիծը իրենից ներկայացնում է ուղիղ գիծ, որն ուղղահայաց է հենարանին, փողրակի շարժումը կարելի է դիտել որպես հորիզոնականից հենարանի թեքության անկյան չափով թեքված ուղղագիծ շարժում:



Նկ.6.3. Փողրակի հատակին բեռի փոփոխական ճնշումով
 ինտեգրիոն փոխակրիչի սխեմա.

ա-ընդհանուր տեսքը, 1-փողրակ, 2-ճկուն տարր, 3-շուտովիկ-
 շարժաթևային մեխանիզմ, բ-փողրակի և բեռի արագու-
 թյունների և արագացումների փոփոխման օրենքները, գ-բեռի
 վրա ազդող արագացումները և բեռնվածքները:

Հետևաբար փողրակին հաղորդված արագացումը՝ a_{ϕ} , որով
 պայմանավորված է բեռին հաղորդվող ինտեգրիոն ուժի
 մեծությունը կարելի է բաղադրել երկու բաղադրիչի՝ հորիզո-
 նական (փողրակի երկարությամբ) $a_{\phi} = a_{\phi} \cos \beta$ և ուղղահիգ
 $a_{\phi} = a_{\phi} \sin \beta$ (նկ.6.3 գ):

Փոխադրման նորմալ գործընթաց կլինի, եթե բեռի
 առաջընթաց տեղաշարժ ապահովվի փոխակրիչի ինչպես
 համընթաց, այնպես էլ ետընթաց շարժման դեպքում:

Դրա համար փողրակի արագացման փոփոխությունը պետք
 է ընտրել այնպես, որ ապահովվի հետևյալ երկու պայմանները.

1. Քանի որ ինտեգրիոն փոխակրիչներում աշխատանքի
 ռեժիմի գործակիցը՝ $\Gamma < 1$, ուստի բեռը չպետք է անջատվի փող-

րակից, այսինքն՝ բեռի վրա փողրակի նորմալ ճնշման ուժը չպետք է փոքր լինի զրոյից:

2. Բեռի իներցիայի ուժը փողրակի համընթաց քայլի վերջում մեծ պետք է լինի բեռի և փողրակի միջև շփման ուժից:

Վերլուծենք փողրակի աշխատանքը:

Փողրակի դեպի առաջ շարժման դեպքում մասնիկի վրա ազդում են իներցիայի I_y ուժը ուղղված ուղղաձիգով դեպի ներքև, իներցիայի I_x ուժը ուղղված փողրակի շարժմանը հակառակ և շփման ուժը F_f : Ետընթաց շարժման դեպքում իներցիայի և շփման ուժերը ազդում են հակառակ ուղղությամբ:

Համընթաց շարժման դեպքում բեռի ճնշումը փողրակի վրա կլինի.

$$N_1 = mg + I_y \quad (6.29)$$

հետընթացի դեպքում՝

$$N_2 = mg - I_y \quad (6.30)$$

Վերը նշված առաջին պայմանն ապահովելու համար, որը կապահովի նորմալ փոխադրում, անհրաժեշտ է, որ $N_{\min} > 0$, այսինքն

$$N_2 = mg - ma_y > 0 \quad , \quad \text{կամ} \quad a_y < g$$

Օգտվելով շուտովիկի շարժաբերի տեսությունից կստանանք.

$$\frac{n^2 r}{90} \sin \beta < g \quad (6.31)$$

Երկրորդ պայմանը կապահովվի, եթե $ma_x > fN$, այսինքն $ma_x > f(mg + ma_y)$ կամ $a_x > f(g + a_y)$: Տեղադրելով a_x -ի և a_y -ի արժեքները կստանանք.

$$a > \frac{fg}{\cos \beta - f \sin \beta} \quad \text{կամ} \quad \frac{n^2 r}{90} > \frac{fg}{\cos \beta - s \sin \beta} : \quad (6.32)$$

Այսպիսով, եթե պահպանվում է (6.31) պայմանը, ապա բեռը երբեք չի անջատվի փողրակից և կշարժվի կամ փողրակի հետ միասին, կամ կսահի նրա վրայով: Եթե պահպանվում է (6.32) պայմանը, ապա փողրակի ետընթացի դեպքում բեռը հետ կմնա փողրակից և կշարժվի նրանից անջատ: Հետևաբար այսպիսի տրանսպորտով բեռի տեղաշարժի հիմնական պայմանը համարվում է փողրակի վրա բեռի ճնշման ոչ հաստատուն լինելը, այսինքն (6.29) և (6.30) պայմանները, որոնք կապահովեն փողրակի արագացման փոփոխություն ըստ (6.31) օրենքի:

Փոխադրման ուղղությունը որոշվում է փողրակը պահող հենակների թեքությամբ: Դրանք հակառակ ուղղությամբ թեքելու դեպքում փոխադրման ուղղությունը փոխվում է դեպի հակառակ:

6.3.4. ՓՈՂՐԱԿԻ ՀԱՏԱԿԻՆ ԲԵՌԻ ՓՈՓՈԽԱԿԱՆ ՃՆՇՄԱՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Խնդիրը հիմնականում հանգում է փողրակի չափերի, շարժաբերի անհրաժեշտ հզորության որոշմանը և շարժաբերի սխեմայի ընտրությանը:

Փողրակի չափերը գտնում ենք արտադրողականության բանաձևից, այնպես ինչպես փողրակի վրա բեռի հաստատուն ճնշման դեպքում:

Հորիզոնական փողրակի վրա բեռի տեղաշարժի միջին արագությունը (մ/վրկ) կլինի.

$$V_{\text{միջ}} \approx 0,21 f n r t g \beta \quad (6.33)$$

Շարժաբերի հզորության մի մասը ծախսվում է փողրակի հատակի հետ բեռի շփման հաղթահարման վրա, իսկ մյուս մասը՝ շարժվող զանգվածներին արագացում հաղորդելու վրա:

Էլեկտրաշարժիչի պահանջվող հզորությունը (կՎտ) կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով.

$$N \approx \frac{4 \cdot 10^{-4} Q L}{\eta t g \beta} \left(6 \cdot 10^{-4} \frac{r m^2}{f} + 1 \right) \quad (6.34)$$

որտեղ L -ը փոխակրիչի երկարությունն է, η -ն՝ շարժաբեր մեխանիզմի Օ.Գ.Գ.-ն, $\eta = 0,80 \div 0,85$:

Այս տիպի փոխակրիչների շարժաբերի սխեմայի ընտրության ժամանակ, սովորաբար, տատանումների ամպլիտուդը (շուտովիկի շառավիղը) վերցնում են $10...12$ մմ, իսկ շուտովիկի պտտման հաճախությունը $n = 300 \div 400$ պտ/ր:

Վերջում որպես այս տեսակի փոխակրիչների թերություն պետք է նշել փողրակի արագ մաշը, դեպի վերն բեռների տեղափոխման ժամանակ ցածր արտադրողականությունը, սորուն բեռների փոխադրման անհնարինությունը և իներցիոն բեռնվածքների փոխանցումը հենարաններին: Դրանց հետևանքով սահմանափակվում է թեք փոխակրիչների կիրառության բնագավառը:

Իներցիոն փոխակրիչների առավելություններից պետք է նշել դրանց պարզ կառուցվածքը, փոխադրման և տեխնոլոգիական գործընթացների համատեղման հնարավորությունը, բեռների տեղափոխման համար էներգիայի համեմատաբար ոչ մեծ ծախսը:

6.4. ՎԻԲՐԱՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ

Վիբրացիոն փոխակրիչների շարքին են դասվում $\Gamma > 1$ աշխատանքի ռեժիմի գործակից ունեցող ճոճվող փոխակրիչները, որոնց մոտ բեռը անջատվում է փողրակի մակերևույթից և տեղաշարժվում է միկրոթռիչքներով:

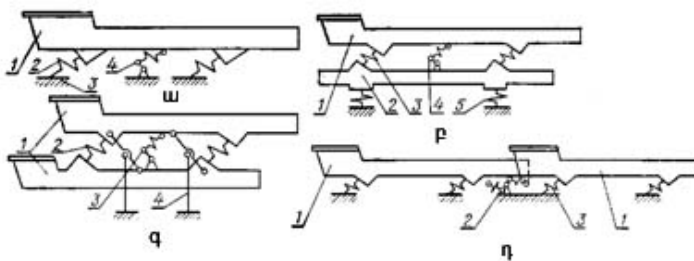
Վիբրացիոն փոխակրիչի բեռ կրող տարրը, ինչպես հատակի վրա բեռի փոփոխական ճնշումով փոխակրիչների մոտ, տեղադրվում կամ կախվում է թեք, առաձգական հենարանների վրա (կամ զսպանների): Շարժաբերը ամրացված է փողրակին և նրան հաղորդում է տատանողական փոփոխական – ետադարձ շարժում, որի արդյունքում մասնիկը անջատվում է փողրակից և կատարում ազատ միկրոթռիչքներ:

6.4.1. ՎԻՐԲԱՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ

Դրանք դասակարգվում են հետևյալ կերպ.

- ըստ բեռի փոխադրման ուղղության՝ հորիզոնական, թեք և ուղղաձիգ,
- ըստ բեռ կրող տարրերի ամրացման՝ կախվող և հենվող,
- ըստ բեռ կրող տարրերի քանակի՝ մեկ փողրականի և երկփողրականի,
- ըստ տատանողական համակարգում միաժամանակ տատանվող զանգվածների քանակի՝ մեկ, երկու և բազմազանգվածային,
- ըստ սեփական դինամիկ հավասարակշռության՝ ոչ հավասարակշռված և հավասարակշռված,
- ըստ շարժաբերի տեսակի՝ ուժային, կինեմատիկ և հարվածային շարժաբերով:

Նկ. 6.4-ում բերված են վիբրացիոն փոխակրիչների որոշ սխեմաներ:

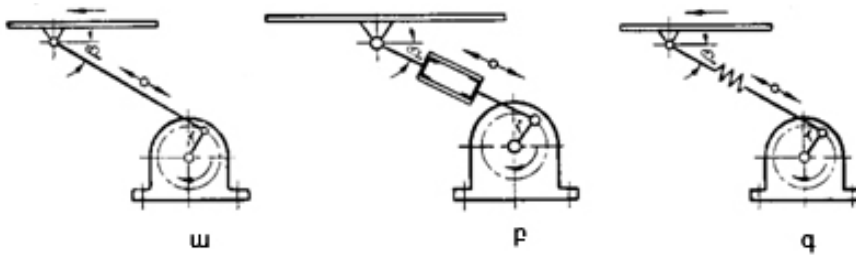


Նկ. 6.4 Վիբրացիոն փոխակրիչներ.

ա-միազանգված արտակենտրոն շարժաբերով. 1-բեռ կրող տարր, 2-առաձգական կապ, 3-հիմք, 4-կանգնակ: բ-ռեզոնանսային հավասարակշռված. 1-բեռ կրող տարր, 2-առաձգական կապ, 3-վիբրատոր, 4-կանգնակ: գ-երկզանգված. 1-բեռ կրող տարր, 2-ռեակտիվ զանգված, 3-առաձգական կապ, 4-վիբրատոր, 5-ամորտիզատոր (հարվածամեղմիչ): դ-երկզանգված, զանգվածների հաջորդական դասավորությամբ. 1-բեռ կրող տարր, 2-վիբրատոր, 3- առաձգական կապ:

Արդյունաբերությունը թողարկում է ոչ հավասարակշռված, ճռճանակավոր և ինքնահավասարակշռվող շարժիչ-վիբրատորներ: Որպես շարժիչ օգտագործվում են ասինխրոն շարժիչները:

Լայն տարածում են գտել արտակենտրոն շարժաբեքները, որոնց ամպլիտուդան հասնում է մինչև 15մմ, իսկ տատանման հաճախությունը 400-1000պտ/ր: (Նկ. 6.5)



Նկ. 6.5. Շարժաթևով արտակենտրոն վիբրատորների սխեմաներ. ա- կոշտ, բ- կիսակոշտ, գ- ձկուն:

Դրանք լինում են կոշտ, կիսակոշտ և առաձգական: Վերջին երկուսը ավելի տարածված են:

Գոյություն ունեն նաև էլեկտրամագնիսական վիբրատորներ, որոնք չունեն պտտվող և շփվող մասեր, շահագործումը պարզ է և գրգռող ուժը կարգավորվում է սահուն:

6.4.2. ՎԻԲՐԱՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿ

Հաշվարկվում է տատանողական համակարգը, արտադրողականությունը և շարժաբեքի հզորությունը:

Տատանողական համակարգի հաշվարկի ժամանակ անհրաժեշտ է որոշել տատանումների ամպլիտուդան, հաճախությունը և առաձգական կապերում առաջացող ճիգը (լարումը):

Հարմոնիկ տատանումների դեպքում տատանումների հաճախությունը և ամպլիտուդան որոշվում է աղյուսակից կախված աշխատանքի ռեժիմի գործակցից, փոխակրիչի և շարժաբերի տեսակից:

Ընտրելով տատանման ամպլիտուդը և հաճախությունը լուծում են համակարգի շարժման դիֆֆերենցիալ հավասարումը, որոշում առաձգական տարրերի բնութագիրը:

Վիբրացիոն փոխակրիչների արտադրողականությունը (տ/ժ) որոշվում է հետևյալ բանաձևով

$$Q = 3,6 F \rho V_{\text{վիբ}} \psi \quad (6.35)$$

որտեղ F - փողրակի լայնական հատույթի մակերեսն է, մ², $V_{\text{վիբ}}$ - ը՝ բեռի տեղաշարժի միջին արագությունը, մ/վրկ, ψ - ն՝ փողրակի լցման գործակիցը: Ուղղանկյուն կամ քառակուսի հատույթով փողրակների դեպքում $\psi = 0,7 \div 0,8$, շրջանաձևի դեպքում՝ $0,5 \div 0,65$, բաց փողրակների դեպքում $0,6 \div 0,8$: ψ -ի նվազագույն արժեք ունեն փոշենման նյութերը:

Բեռի փոխադրման միջին արագությունը կարելի է որոշել օգտվելով Վ.Ա.Բաումանի կողմից առաջարկված հետևյալ մոտավոր բանաձևից.

$$V_{\text{վիբ}} = (K'_1 \pm K'_2 \sin \alpha) A \omega \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{F^2}} \quad (6.36)$$

որտեղ A - ն տատանման ամպլիտուդան է, մ, α - ն՝ փոխակրիչի թեքության անկյունը, աստ.

K'_1 և K'_2 - ը գործակիցներն են, որոնք որոշվում են բեռի ֆիզիկամեխանիկական հատկություններից ելնելով (աղյուսակ 6.8)

K'_1 և K'_2 գործակիցների հանձնարարելի արժեքները

Բեռ	Մասնիկ- ների չափերը, մմ	Խոնավու- թյուն, %	Գործակիցներ	
			K'_1	K'_1
Կտորավոր	5—200	—	0,9-1,1	1,5—2,0
Հատիկավոր	0,5—5,0	0,5—10,0	0,8—1,0	1,6—2,5
Փոշենման	0,1—0,5	0,5—5,0	0,4—0,5	1,8—3,0
	0,1 փոքր	0,5—5,0	0,2—0,5	2,0—5,0

Բանաձևում « - » նշանը վերցնում են, երբ բեռը փոխադրվում է փողրակով դեպի վեր:

Շարժաբերի հզորությունը (կՎտ) կարելի է որոշել հետևյալ մոտավոր բանաձևով.

- փոխակրիչի երկարության $L \leq 10$ մ դեպքում.

$$N = \frac{cQ}{10^3 \eta} \left[K'_3 L + \frac{H}{0,367} \right], \text{ կՎտ} \quad (6.37)$$

- փոխակրիչի երկարության $L > 10$ մ դեպքում.

$$N = \frac{cQ}{10^3 \eta} \left[10K'_3 + (L - 10)K'_4 + \frac{H}{0,367} \right] \text{ կՎտ} \quad (6.3.8)$$

որտեղ c -ն գործակից է, որը հաշվի է առնում բեռի փոխադրաունակությունը: Լավ փոխադրաունակ բեռների դեպքում (օրինակ հացահատիկի) $c = 1$, վատի դեպքում (օրինակ փոշենման բեռներ) $c = 1,5 \div 2,0$: K'_3 և K'_4 -ը՝ 1տ բեռը 1մ հեռավորության վրա փոխադրման հզորության տեսակարար ծախսի գործակիցներ են, որոնց արժեքները կախված փոխակրիչի տեսակից և արտադրողականությունից բերված են աղյուսակ 6.9-ում:

K'_3 և K'_4 գործակիցների միջին արժեքները

Փոխակրիչ	Հաշվարկային արտադրողականությունը, տ/ժ	Գործակիցներ	
		K'_3	K'_4
Միազանգված, կախովի կենտրոնախույս շարժաբերով	5—50 >50	6—7 5—5,5	— —
Միազանգված, հենարանով, թեք կանգնակով ուղղորդներով՝ կենտրոնախույս շարժաբերով	5—50 >50	7—10 5—6	5—6 3,5—4
Երկփողրակ և միափողրակ հավասարակշռված երկզանգված արտակենտրոն շարժաբերով	5—50	Կոշտ շարժաթևով 10-12 8-10 ձկուն շարժաթևով	
	5—50 >50	4,5—5,0 4,0—5,0	3,5—4,0 3,0—3,5

ԲԱԺԻՆ II. ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ

ԳԼՈՒԽ 7. ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ՏԵՂԵԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ ԱՄԲԱՐՁԻՉ

ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՎԵՐԱԲԵՐՅԱԼ

7.1. ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՏԵՍԱԿՆԵՐՆ ՈՒ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

Ամբարձիչ մեքենաները դասակարգվում են ըստ կառուցվածքային, ֆունկցիոնալ, կինեմատիկական հատկանիշների, ինչպես նաև ըստ նշանակության, շարժունակության աստիճանի ու հաղորդակի տեսակի:

Տնտեսության տարբեր ոլորտներում կիրառվող ամբարձիչ մեքենաների, տեղակայանքների ու սարքավորումների ընդհանուր տեսականին կարելի է բաժանել երեք խմբի՝ պարզագույն ամբարձիչ մեքենաներ, կռունկներ և բեռնիչներ:

Պարզագույն ամբարձիչ մեքենաները ներկայացնում են պարբերական գործողության մեխանիզմների խումբը և նախատեսված են բեռների ինքնուրույն բարձրացման ու տեղափոխման համար կամ հանդիսանում են առավել բարդ ամբարձիչ մեքենաների բաղկացուցիչ մասը: Այս խմբի մեքենաները նախատեսված են հիմնականում ոչ մեծ բարձրության վրա բեռների բարձրացման համար:

Պարզագույն ամբարձիչ մեքենաների թվին պատկանում են՝ պտուտակավոր, ասամնաձողավոր, պնևմատիկ (օդաճնշական) և հիդրավլիկական ամբարձիկները (домкраты), ձեռքի, էլեկտրական տալերը և կարապիկները:

Կռունկները բարդ ամբարձիչ մեքենաներ են, իրենցից ներկայացնում են տարբեր մեխանիզմների համակցություն և նախատեսված են բեռների բարձրացման ու հորիզոնական տեղաշարժման համար:

Կռունկները լինում են ընդհանուր նշանակության և հատուկ:

Ընդհանուր նշանակության կռունկների թվին պատկանում են՝ տարբեր տեսակի կամրջաձև կռունկները, ստացիոնար

դարձովի կռունկները, թրթուրավոր և ավտոմոբիլային շարժական սլաքավոր կռունկները և այլն:

Հատուկ կռունկների թվին պատկանում են աշտարակավոր, կայմավոր, սլաքավոր, նավաշինական, մետալուրգիական կռունկները և այլն:

Բեռնիչները պարբերական գործողության մեքենաներ են և նախատեսված են բեռների բարձրացման և որոշակի կամ կամայական ուղղությամբ տեղափոխելու համար: Բեռնիչները լինում են կողմնային, երկժանի, հիդրավլիկական, ճանկաշերտավոր, շերտավոր, ավտոմոբիլային, էլեկտրական և այլն:

Ամբարձիչ մեքենաների տեսակի ընտրությունը կախված է փոխադրվող բեռների բնութագրից, արտադրական գործընթացների առանձնահատկություններից, շենքերի եզրաչափերից, գործադրվող մեխանիզմների հաղորդակի տեսակից, իրականացվող բարձացման և տեղաշարժման հիմնական օպերացիաներից, որոշակի ժամանակի ընթացքում նշված օպերացիաների կրկնման պարբերականությունից և այլն:

Ամբարձիչ մեքենաները օգտագործում են հիմնականում հատային բեռները բարձրացնելու, իջեցնելու և որոշ տարածության վրա տեղափոխելու համար: Այդ մեքենաները բեռը բարձրացնում և իջեցնում են բեռի բարձրացման մեխանիզմով: Բեռը տարբեր ուղղությամբ տեղափոխելու համար ամբարձիչ մեքենաները համալրվում են բեռնասայլակի ու կռունկի տեղաշարժման և դարձի ու սլաքի թռիչքի փոփոխման մեխանիզմներով:

Բոլոր ամբարձիչ մեքենաներն ու մեխանիզմները բնութագրվում են աշխատանքի փուլայնությամբ և շահագործման պայմաններով (ռեժիմներով):

Կախված շահագործման պայմաններից տարբերում են ամբարձիչ մեքենաների աշխատանքային չորս ռեժիմ՝ թեթև, միջին, ծանր և առանձնապես ծանր (աղյուսակ 7.1):

Միացման տևողությունը որոշվում է $PIB = \frac{t_p}{T_g} 100\%$ բա-

նաձևով՝ որտեղ t_p - ցիկլի ընթացքում մեխանիզմի աշխատանքի գումարային ժամանակն է (րոպե): $T_g = t_p + t_0$ - ամբարձիչ մեքենայի աշխատանքային ցիկլի լրիվ տևողությունն է, հաշվի առնելով նաև պարապուրդների ժամանակը t_0 :

Ամբարձիչ մեքենաները կարող են աշխատել տարբեր ռեժիմներում: Կախված ծանր պայմաններում աշխատող մեխանիզմներից մեքենան կարող է պատկանել այս կամ այն խմբին:

Ամբարձիչ մեքենաների հիմնական տեխնիկական բնութագրերի շարքին են դասվում բեռնամբարձությունը, բեռի բարձրացման, տեղաշարժման արագությունները և բեռի բարձրացման բարձրությունը:

Միավոր ժամանակամիջոցում վերաբեռնվող բեռի քանակությանը ընդունված է անվանել տվյալ մեքենայի արտադրողականություն:

Արտադրողականությունը (տ/ժ) որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$Q = G \cdot n \cdot k_g \cdot k_p \quad (7.1)$$

որտեղ G -ն մեքենայի անվանական բեռնամբարձությունն է, տ,

n -ը՝ բանվորական ցիկլերի քանակը մեկ ժամում,

k_g -ն՝ մեքենայի ժամանակի օգտագործման գործակիցը,

k_p -ն՝ մեքենայի բեռնամբարձության օգտագործման գործակիցը:

Մեկ ժամում բանվորական ցիկլերի քանակը կլինի.

$$n = \frac{3600}{T} = \frac{3600}{\varepsilon \Sigma t_i} \quad (7.2)$$

որտեղ T -ն մեկ բանվորական ցիկլի տևողությունն է, ε -ը՝ մեխանիզմների միաժամանակյա աշխատանքի գործակիցը, որը հաշվի է առնում առանձին գործընթացների համատեղումը մոնտաժային և նորոգման աշխատանքների ժամանակ, (մոնտաժային և նորոգման կռունկների համար $\varepsilon = 1,0$,

արտադրական և վերաբեռնող կոունկների համար $\varepsilon = 0,7 \div 0,8$), t_i -ն՝ փուլի առանձին գործընթացների տևողությունը (բեռնում, բարձրացում, բեռնաթափում):

Աղյուսակ 7.1

Ամբարձիչ մեքենաների էլեկտրասարքավորումների աշխատանքային ռեժիմները

Աշխատանքի ռեժիմը	Օգտագործման գործակիցը			Միացման տևողությունը ՄԻԲ%	Մեկ ժամում միացումների թիվը	Միջավայրի ջերմաստիճանը
	Բեռնամբարձության K_p	Ըստ ժամանակի				
		Տարվա ընթացքում K_m	Օրվա ընթացքում K_o			
Թեթև (Թ)	1,00	Ոչ մշտական կարճատև աշխատանք		15 15 25	60	25
	-					
	0,75	0,25 0,50 1,00	0,33 0,67 1,00			
	0,50					
	0,25					
	0,10					
Միջին (Մ)	1,00	1,00	0,67	15	120	25
	0,75	0,50	0,33	25		
	0,50	0,50	0,67	25		
	0,25	1,00	1,00	40		
	0,10	1,00	1,00	60		
	Ծանր (Ծ)	1,00	1,00	0,67		
1,00		1,00	0,33	40		
0,75		0,75	0,67	40		
0,50		1,00	1,00	40		
0,25		1,00	1,00	60		
Առանձնապես ծանր (ԱԾ)		1,00	1,00	1,00	40	300...600
	0,75	1,00	1,00	60	25	
	0,50	1,00	1,00	60	45	
	0,25	1,00	1,00	60	45	
	0,10	1,00	1,00	60	45	

Յուրաքանչյուր գործընթացի տևողությունը որոշվում է կոնկրետ պայմաններից գրաֆիկների կամ ընդունված պարամետրերի միջին արժեքներով:

Մեքենայի ժամանակի օգտագործման գործակիցը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$k_{\sigma} = \frac{t_{\omega 2}}{t_{\text{op}}} \quad (7.3)$$

որտեղ՝ $t_{\omega 2}$ -ն որոշակի օրացուցային ժամանակի ընթացքում կռունկի մեխանիզմների աշխատանքի ժամանակն է, t_{op} -ը՝ օրացուցային ժամանակամիջոցը: k_{σ} գործակցի արժեքը կախված է աշխատանքի կազմակերպման աստիճանից և որոշվում է մեքենայի փաստացի օգտագործման գրաֆիկով:

Մեքենայի բեռնամբարձության օգտագործման գործակիցը կլինի.

$$k_p = \frac{G_{\text{միջ}}}{G} \quad (7.4)$$

որտեղ $G_{\text{միջ}}$ - ն օրացուցային ժամանակի ընթացքում բարձրացվող բեռի զանգվածի միջին արժեքն է:

7.2. ՊԱՐԶԱԳՈՒՅՆ ԱՄԲԱՐԶԻՉ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐ

Պարզագույն ամբարձիչ մեխանիզմների թվին պատկանում են ամբարձիկները, կարապիկները և տալերը:

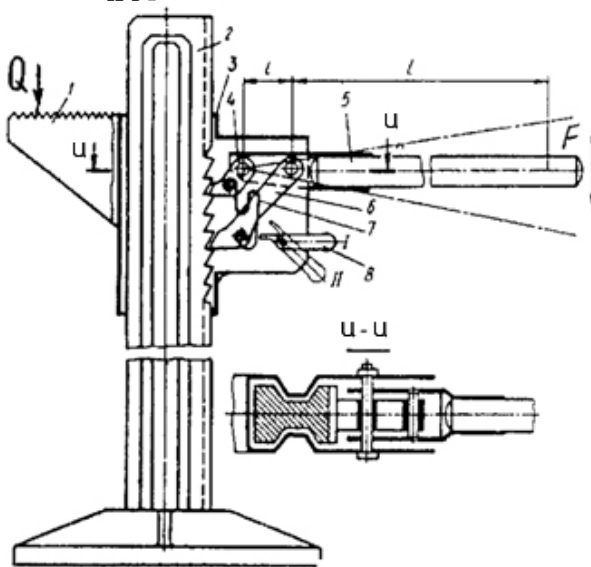
7.2.1. ԱՄԲԱՐԶԻԿՆԵՐ

Ամբարձիկները հրիչի սկզբունքով աշխատող պարզագույն բեռնամբարձ մեխանիզմներ են, որոնք ազդելով բեռի տակից, այն բարձրացնում են ոչ մեծ բարձրությունների վրա (0,15...0,70մ) և հիմնականում օգտագործում են մեքենաների նորոգման և մոնտաժային աշխատանքներում:

Ամբարձիկների առանձնահատկությունն առանց բեռաբռնիչ սարքերի բեռ բարձրացնելն է: Ամբարձիկները լինում են անշարժ և շարժական: Ըստ կառուցվածքի նրանք լինում են ատամնաձողավոր, պտուտակավոր և հիդրավլիկ: Ամբարձիկ-

ների շարժաբերը կարող է լինել ձեռքի կամ մեքենայական: Ատամնաձողավոր ամբարձիկների բեռնամբարձությունը կազմում է 0,5...10 տոննա: Դրանք լինում են լծակաձողավոր և ատամնաձողավոր:

Լծակաձողավոր ամբարձիկը (նկ.7.1) բաղկացած է ատամնաձողից 2, պահունակից 3, շարժաբեր լծակից 5 և պահունակի ներսում տեղավորված շնիկներից 4 և 6: Պահունակին ամրացված թաթը 1 բարձրացվող բեռի համար ծառայում է որպես հենարան: Բեռը բարձրացնելիս դարձափոխիչ լծակը 8 տեղակայում են I դիրքում:



Նկ.7.1. Լծակաձողավոր ամբարձիկ.

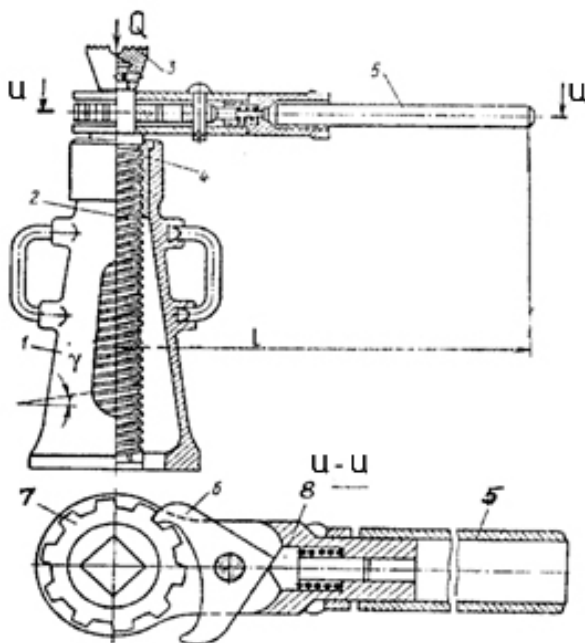
1-բարձրացվող թաթ, 2-ատամնաձող, 3-պահունակ, 4,6-շնիկ, 5-շարժաբեր լծակ, 7-գապանակ, 8-դարձափոխիչ լծակ:

Բեռը իջեցնելու համար, լծակը 8 սեղմելով դեպի ներքև՝ այն տեղակայում են II դիրքում: Այս ամբարձիկների թերությունը շնիկների արագ մաշման հետևանքով բեռի հնարավոր անկումն է: Լծակաձողավոր ամբարձիկի շարժաբեր լծակի վրա կիրառվող ուժի մեծությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$F = Q\ell / \eta L \quad (7.5)$$

որտեղ Q -ն բեռի ծանրության ուժն է, ℓ -ը և L -ը՝ լծակի փոքր և մեծ բազուկները, η -ն՝ ամփարձիկի օ.գ.գ. -ն:

Պտուտակավոր ամփարձիկները (նկ.7.2) կարող են ունենալ ձեռքի կամ էլեկտրական շարժաբեր: Ձեռքի շարժաբերով պտուտակավոր ամփարձիկը բաղկացած է իրանից 1, բռնակից 5, մանեկից 4 և պտուտակից 2, որի հետ անշարժ ամրացված է արգելանիվը 7 ու գլխիկը 3, արգելակային մեխանիզմից 6 ու սևեռող բռունցքից 8:



Նկ.7.2. Պտուտակավոր ամփարձիկ.

1-իրան, 2-պտուտակ, 3-գլխիկ, 4-մանեկ, 5- բռնակ, 6-շնիկ, 7-արգելանիվ, 8-սևեռող բռունցք:

Q ծանրության ուժով բեռը բարձրացնելու համար ℓ երկարության բռնակի նկատմամբ կիրառվող F ուժը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$F = \frac{Q}{2L} [d\gamma(\gamma + \varphi) + fd_{\varphi}] \quad (7.6)$$

որտեղ d -ն պարուրակի միջին տրամագիծն է, f -ը՝ գլխիկի և պտուտակի միջև շփման գործակիցը, d_{φ} -ը՝ գլխիկի հետ պտուտակի շփման օղակի միջին տրամագիծը:

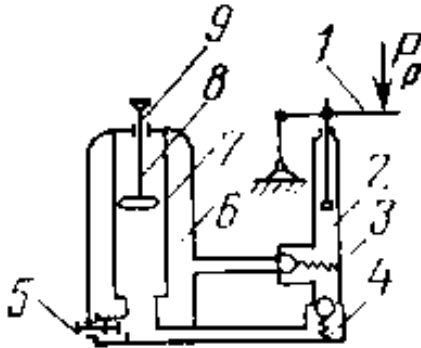
Պտուտակավոր ամբարձիկների հիմնական թերությունը ցածր Օ.Գ.Գ.-ն է (0,30...0,40):

Հիդրավլիկ ամբարձիկները (նկ.7.3) լինում են ձեռքի կամ էլեկտրական շարժաբերով: Ի տարբերություն նախորդների հիդրոամբարձիկներն ունեն բարձր Օ.Գ.Գ. և զգալի մեծ բեռնամբարձություն (մինչև 300...500տ): Գյուղատնտեսական արտադրությունում հաճախ օգտագործում են ձեռքի հաղորդակով հիդրավլիկ ամբարձիկներ: Ամբարձիկը բաղկացած է բռնակից 1, մղիչից 2, փականներից 3, 4, յուղի տարողությունից 6, գլանից 7, մխոցակոթից 8, պտուտակից 9 և ծորակից 5: Բռնակը 1 դեպի վեր շարժվելիս յուղը տարողությունից 6 հոսում է պոմպի մխոցի տակ: Երբ բռնակը 1 շարժում են ներքև, յուղը բացում է փականը 4 և մուտք գործում աշխատանքային գլանի 7 մխոցի տակ և բարձրացնում է բեռը: Բեռն իջեցնելու համար անհրաժեշտ է բացել 5 ծորակը, որի դեպքում գլանը կապվում է յուղի տարողության հետ: Իջեցման արագությունը կարգավորվում են ծորակի բացվածքով:

G զանգվածով բեռը բարձրացնելու համար բանվորի կողմից բռնակի վրա կիրառվող P ուժի մեծությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$P = \frac{gG\ell}{L\eta} \left(\frac{d}{D} \right)^2 \quad (7.7)$$

որտեղ d -ն և D -ն համապատասխանաբար պոմպի ու աշխատանքային գլանի միացների տրամագծերն են, ℓ -ը և L -ը՝ լծակի բազուկները: η -ն՝ ամբարձիկի Օ.Գ.Գ.-ն, $\eta = (0,75 \dots 0,8)$:



Նկ.7.3. Հիդրավլիկ ամբարձիկ.

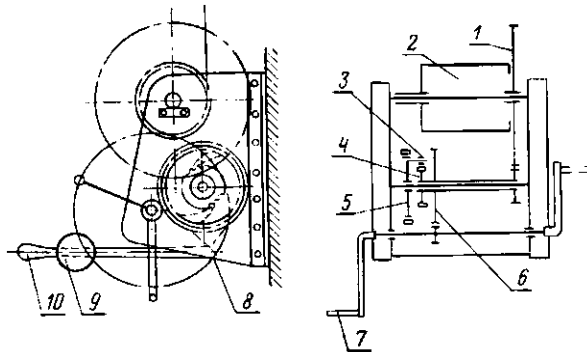
1- բռնակ, 2-մղիչ, 3,4-փականներ, 5-ծորակ, 6-տարողություն, 7-գլան, 8-միացակոթ, 9-պտուտակ:

7.2.2. ԿԱՐԱՊԻԿՆԵՐ

Կարապիկները ճուպանե քարշային օրգանով ամբարձիչ մեխանիզմներ են, որոնք օգտագործվում են բեռ բարձրացնելու, իջեցնելու, ինչպես նաև հորիզոնական կամ թեք ուղղորդներով բեռներ տեղափոխելու համար: Տարբերում են ձեռքի և մեխանիկական շարժաբերով կարապիկներ: Մեխանիկական շարժաբերները կարող են լինել էլեկտրական, ներքին այրման շարժիչներ, հազվադեպ նաև հիդրոշարժիչներ կամ պնևմատիկ շարժիչներ:

Ձեռքի շարժաբերով կարապիկները (նկ.7.4) հիմնականում կիրառում են որպես օժանդակ մոնտաժային սարքավորում և պատրաստում են 5...100կՆ քարշի ուժով ու 100...300մ ճուպանատարողությամբ: Ձեռքի շարժաբերով կարապիկը բաղկացած է

ատամնավոր փոխանցումներից 1,6 թմբուկից 2, արգելանիվից 4, փոկանիվից 5, բռնակից 7 և ժապավենից: Կարապիկը համալրված է երկու տարբեր տրամագծեր ունեցող զույգ ատամնանիվներով: Դրանցից ձախ ատամնագույգը նախատեսված է բեռը բարձրացնելու անվանական արագությամբ, իսկ աջը՝ դրանից բարձր արագություն ապահովելու համար: Կարապիկը կարող է օգտագործվել բազմաձախարակով կամ առանց դրա:



Նկ.7.4. Ձեռքի շարժաբերով կարապիկ.

1,6-ատամնավոր փոխանցումներ, 2-թմբուկ, 3-շնիկ, 4-արգելանիվ, 5-փոկանիվ, 7-բռնակ, 8-ժապավեն, 9-բեռ, 10-լծակ:

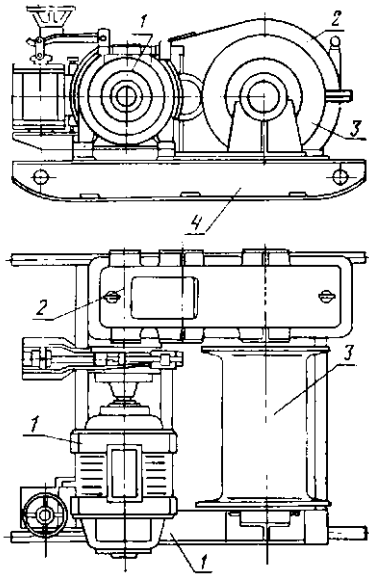
G զանգվածով բեռի բարձրացման համար բանվորի կողմից բռնակի վրա կիրառվող ուժը կարելի է որոշել բռնակի կամ թմբուկի լիսեռի վրա բերված մոմենտների հավասարությունից.

$$nP \ell i \eta = Gg \frac{D}{2} \quad (7.8)$$

որտեղ n -ը բանվորների թիվն է, P -ն՝ մեկ բանվորի գործադրած ուժը ($P=150...200$ Ն), ℓ -ը՝ բռնակի երկարությունը, մ, i -ն՝ փոխանցման թիվը, D -ն՝ թմբուկի տրամագիծը է, մ:

Էլեկտրաշարժաբերով կարապիկը (նկ.7.5) հավաքված է եռակցված շրջանակի 4 վրա և բաղկացած է թմբուկից 3, երկաստիճան ատամնավոր ռեդուկտորից 2, կոճղակավոր արգելակից և էլեկտրաշարժիչից 1: Էլեկտրաշարժիչը 1 ռեդուկտորի հետ մի-

ացված է առաձգական կցորդիչով, որի կիսակցորդիչներից մեկը ծառայում է որպես արգելանիվ: Էլեկտրաշարժաբերով կարապիկները սովորաբար օգտագործում են բազմաձախարակի հետ միասին: Կարապիկները երբեմն համալրվում են նաև հեռակառավարման համակարգերով:



Նկ.7.5. Էլեկտրաշարժաբերով կարապիկ.

1-էլեկտրաշարժիչ, 2-ռեդուկտոր, 3-թմբուկ, 4-շրջանակ:

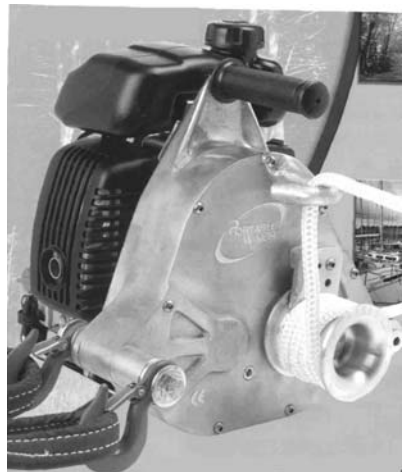
Կարապիկի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$N = \frac{S \cdot V}{1000 \cdot \eta}, \text{ կՎտ}, \quad (7.9)$$

որտեղ S -ը ճոպանի ճիգի մեծությունն է, (Ն): V -ն՝ ճոպանի շարժման արագությունը, (մ/վ): η -ն՝ մեխանիզմի օ.գ.գ.-ն:

Արտասահմանյան շատ ֆիրմաների թողարկած կարապիկներում որպես քարշային օրգան օգտագործվում են ինչպես պողպատե, այնպես էլ պոլիմերային ճոպաններ: Որպես շարժիչ

օգտագործվում են էլեկտրական և երկտակտ բենզինային շարժիչներ: Գերմանական, Շվեդական, Ավստրիական և այլ արտասահմանյան երկրների ֆիրմաների կողմից թողարկվող կարապիկները առանձնանում են ժամանակակից դիզայնով, կոմպակտությամբ, փոքր զանգվածով, աշխատանքի բարձր հուսալիությամբ ու հարմարությամբ: Ստորև բերված է պողպատե և պոլիմերային ճոպաններով դյուրակիր կարապիկների նկարները /նկ. 7.6/:



Նկ. 7.6. Կարապիկ պողպատե ճոպանով և կապրոնե ճոպանով:

INTER FOREST VIK 615 կարապիկի տեխնիկական բնութագիրը:

Շարժիչը՝ երկտակտ բենզինային, հզորությունը 3,4 ԿՎտ,

ճոպանի տրամագիծը՝ $\varnothing=4.5$ մմ,

Երկարությունը $\ell = 70$ մ,

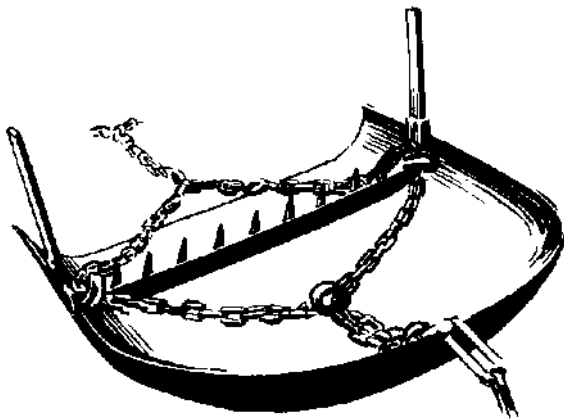
Քարշային ուժը՝ 6000Ն,

Զանգվածը՝ 27կգ,

Եզրաչափերը, 420 x 320 x 190 մմ:

Փոքր զանգվածն ու եզրաչափերը թույլ են տալիս նրանց կրել ուսի վրա /դյուրակիր են/, որը շատ անհրաժեշտ է անտառում դրանց փոխադրման համար:

Քարշափոխադրվող գերանի տրամագիծը կարող է լինել 40 սմ և ավել: Կարապիկի կիրառումը առավել արդյունավետ է լեռնային լայմաններում անտառահատման և խնամքի հատումներից գոյացած փայտանյութի քարշափոխադրման գործընթացներում: Քարշափոխադրման ժամանակ հողի ճմակալած ծածկույթի, տարածքի հակաէրոզիոն վիճակի պահպանման համար գերանների ծայրերը ամրացնում են հատուկ սահնակների վրա, իսկ քարշային ճոպանի կեռը՝ սահնակին: Սահնակի կառուցվածքը բերված է նկ.7.7-ում:

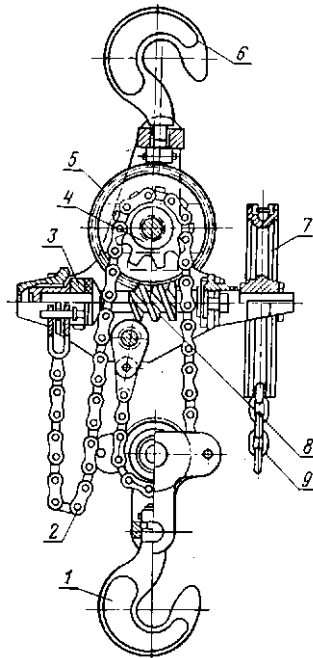


Նկ. 7.7. Սահնակ, գերանների սևեռման հարմարանքով:

7.2.3. ՏԱԼԵՐ

Տալերը պարզագույն կառուցվածքի և փոքր չափերով բեռնամարմ մեխանիզմներ են: Շարժաբերի տեսակից կախված լինում են ձեռքի, էլեկտրական կամ պնևմատիկ շարժաբերով: Նրանք կախվում են հեծանից կամ միառելս ուղիով տեղափոխովի հատուկ սայլակից և նախատեսված են բեռ բարձրացնելու և իջեցնելու համար: Բոլորից շատ տարածում են գտել որդնակավոր տալերը:

Որդնակավոր տալը (նկ.7.8) բաղկացած է կեռից 1, 6 շարժաբեր մեխանիզմով համալրված բեռնաշղթայից 2, արգելակից 3, աստղանիվից 4: Շարժաբեր մեխանիզմը կազմված է որդնակից 5, անվերջ շղթայից 9, որը շարժման մեջ է դնում ճախարակին 7: Անվերջ շղթայով պտտելով ճախարակը 7, որդնակը 8 և որդնանիվը շարժման մեջ են դնում աստղանիվը 4, որի շնորհիվ բեռնաշղթան բարձրացնում կամ իջեցնում է կեռից 1 կախված բեռը:

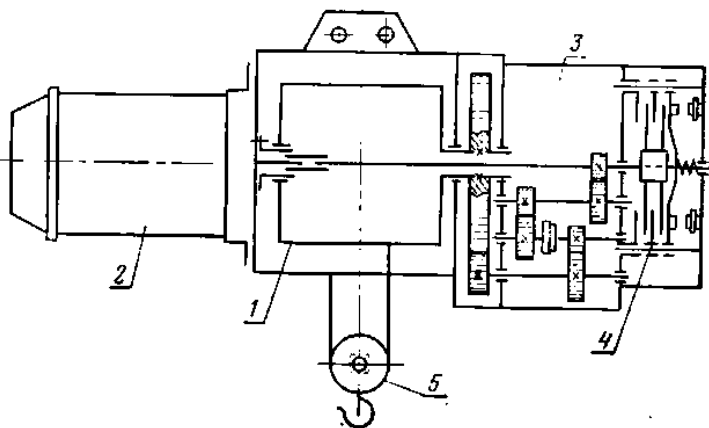


Նկ.7.8. Որդնակավոր տալ.

1, 6- կեռիկ, 2- բեռնաշղթա, 3-արգելակ, 4-աստղանիվ, 5- որդնանիվ, 7-ճախարակ, 8-որդնակ, 9- շղթա:

Տալի Օ.Գ.Գ.-ն բարձրացնելու նպատակով որդնակավոր փոխանցիչը պատրաստում են ոչ ինքնարգելակվող: Դրա համար բեռի իջեցումը կանխելու համար տալը համալրված է սկավանակավոր արգելակով 3:

Էլեկտրական շարժաբերով տալի (նկ.7.9) առանձնահատկությունը նրա փոքրաչափությունն է, որի շնորհիվ այն լայնորեն կիրառվում է գյուղատնտեսական արտադրությունում: Սարքավորումը կառավարում են հատակից՝ ձկուն մալուխով կախված վահանակով: Էլեկտրատալերում որպես բեռը բարձրացնող ձկուն տարր հիմնականում օգտագործում են մետաղաձուպան, հազվադեպ նաև եռակցված կամ թիթեղավոր շղթաներ: Էլեկտրատալը բաղկացած է էլեկտրաշարժիչից 2, թմբուկից 1, ճախարակից 5, ռեդուկտորից 3 և արգելակից 4: Էլեկտրաշարժիչի լիսեռը կցորդիչի միջոցով միացված է ռեդուկտորի լիսեռին, որն ազատ կերպով անցնում է թմբուկի միջով:



Նկ.7.9. Էլեկտրական շարժաբերով տալ.

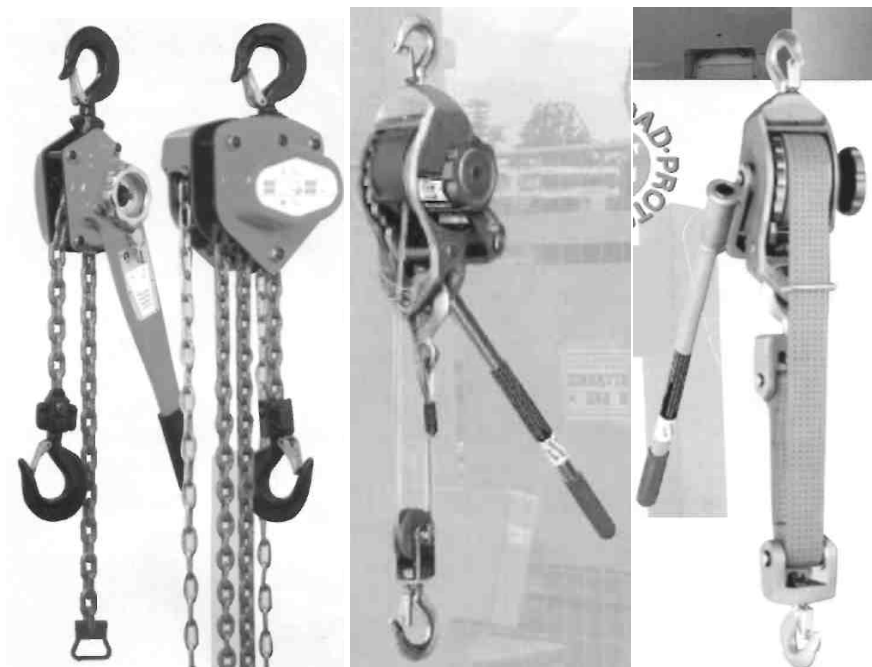
1-թմբուկ, 2-էլեկտրաշարժիչ, 3-ռեդուկտոր, 4-արգելակ, 5-ճախարակ

Անտառային տնտեսություններում լայնորեն կիրառվում են ձեռքի հաղորդակով տալեր, որոնցում որպես քարշային օրգան օգտագործվում է շղթա, ձուպան, ժապավեն /նկ.7.10/:

Տալը բաղկացած է կեռերից, թմբուկից, ռեդուկտորից, դադարակից, քարշային օրգանից և ձեռքի շարժաբերից:

Արտասահմանյան շատ ֆիրմաներ թողարկում են տալերի մեծ տեսականի, որոնք աչքի են ընկնում կառուցվածքի պարզությամբ, թեթևությամբ, հուսալիությամբ ու դիզայնով և տարբեր բեռնամբարձությամբ:

Շղթայավոր տալերի բեռնամբարձությունը կազմում է 750...6000 կգ, ճոպանային տալերինը՝ 800...1600կգ, իսկ ժապավենային տալերինը՝ մինչև 250 կգ:



Նկ. 7.10. Ձեռքի հաղորդակով տալեր.

ա-քարշային օրգանը շղթա, բ-քարշային օրգանը ճոպան, գ- քարշային օրգանը ժապավեն:

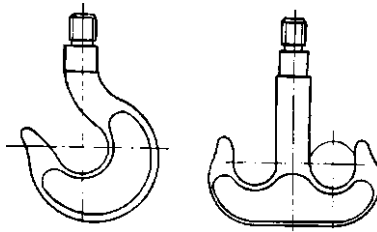
7.3. ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ
ՀԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐՆ ՈՒ ՄԵՔԵՆԱՄԱՍԵՐԸ
7.3.1. ԲԵՌԱԲՈՆԻՉ ՀԱՐՄԱՐԱՆՔՆԵՐ

Ամբարձիչ մեքենաներում բեռաբռնիչ հարմարանքները կիրառվում են բեռը ճկուն օրգանների միացնելու համար: Որքան կատարյալ է բեռաբռնիչ հարմարանքի կառուցվածքը և առավել ավտոմատացված է նրա աշխատանքը, այնքան բարձր է ամբարձիչ մեքենայի արտադրողականությունը: Առավելագույն արտադրողականություն ստացվում է նվազագույն ժամածախսով առավելագույն թույլատրելի բեռ վերցնելու դեպքում:

Ուսումնասիրությունները ցույց են տալիս, որ բեռի ամրացման ժամանակամիջոցը կազմում է բանվորական փուլի ընդհանուր ժամանակի մինչև 60%-ը: Դրա համար էլ բեռաբռնիչ հարմարանք ընտրելիս անհրաժեշտ է հաշվի առնել նրա աշխատանքի ավտոմատացման առավելագույն հնարավորությունը: Հաճախ ավտոմատացվում է միայն մեկ՝ բեռի բաց թողման տեխնոլոգիական գործընթացը:

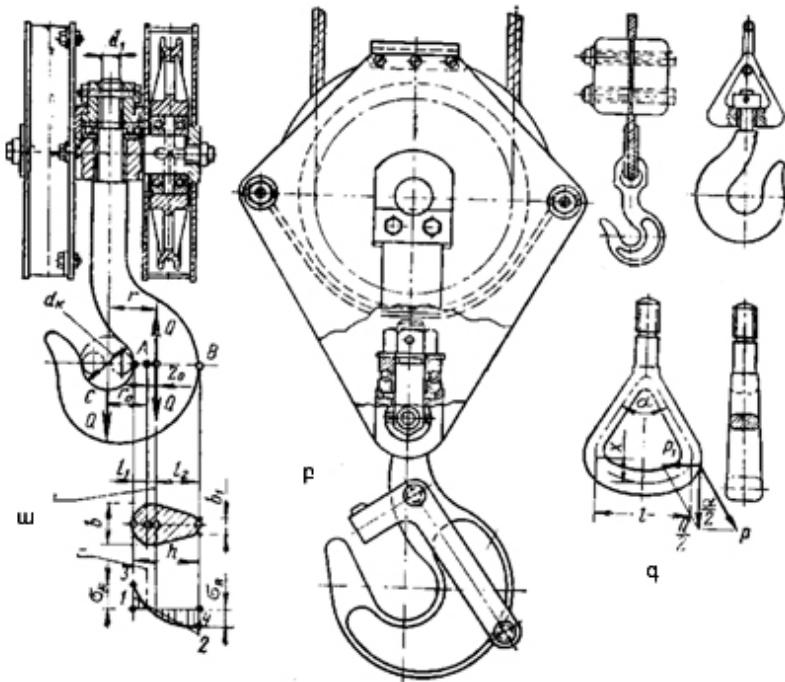
Բեռաբռնիչ հարմարանքներն ընտրվում են կախված բեռի բնույթից, ձևից ու չափերից: Բեռաբռնիչ հարմարանքները բաժանվում են երկու խմբի՝ ունիվերսալ և հատուկ: Ունիվերսալ հարմարանքների խմբին են պատկանում կեռերն ու բեռնօղակները, որոնք կախված են ճուպանից կամ շղթայից: Հատուկ խմբի հարմարանքներն են տարբեր տեսակի ճանկավոր բռնիչները, շերեփները, ճանկաշերեփները (գրեյֆերները), էլեկտրամագնիսները և վակուումային բռնիչները, որոնք օգտագործվում են միատեսակ չափեր ունեցող բեռների, սորուն նյութերի արագ բեռնաթափման համար:

Կեռերը, որոնցից բարձրացվող բեռը կախում են անմիջապես կամ մետաղաճուպանների և շղթաների միջոցով, լինում են երկու տեսակի՝ միաձայր և երկձայր (նկ.7.11):



Նկ. 7.11. Կեռ.
ա- միաձայր, բ- երկձայր:

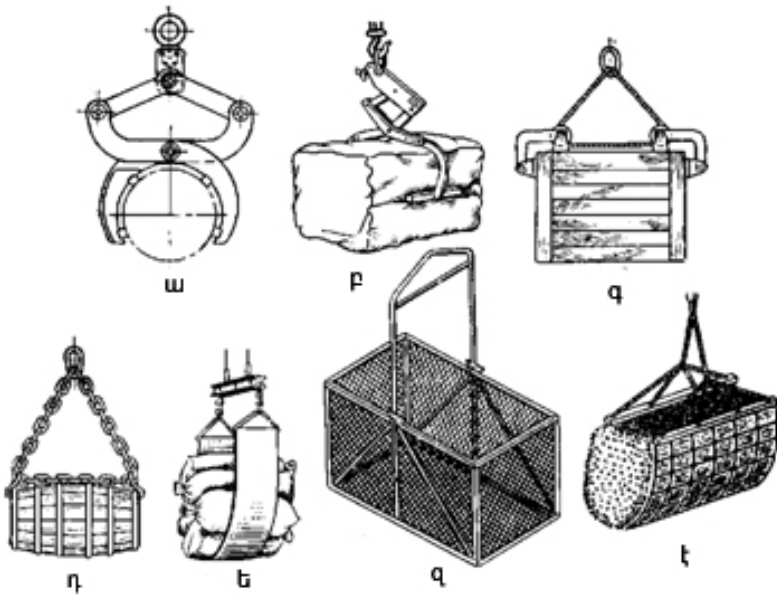
Կեռերը պատրաստում են ցածրածխածնային պողպատ-
ներից կոման կամ դրոշմման միջոցով, որից հետո ջերմամշակ-
մամբ հանում են դրանց ներքին լարումները:



Նկ. 7.12. Կեռի ամրացումը ճուպանին
ա- երկարապոչ կեռ, բ- կարճ պոչով կեռ, գ- բեռնողակ:

Տո և ավելի մեծ բեռնամբարձությունների դեպքում կետերից բացի, օգտագործում են նաև ամբողջական և բաղադրյալ բեռնօղակներ:

Կետերն ու բեռնօղակները հավաքում են կետային կախոցներում, որոնք իրենց պահունակի վրա կրում են շարժական ճախարակները: Կախոցում առկա ճախարակների թիվը կախված է բազմաճախարակի բազմապատիկությունից: Զույգ թվով ճախարակների դեպքում երկարապոչ կետը կախում են դրանց պահունակից՝ առաջացնելով կարճ կախոց (նկ.7.12ա), իսկ կենտ թվով ճախարակների դեպքում առանձնացված պահունակից կախում են կարճ պոչով կետ (նկ.7.12գ):

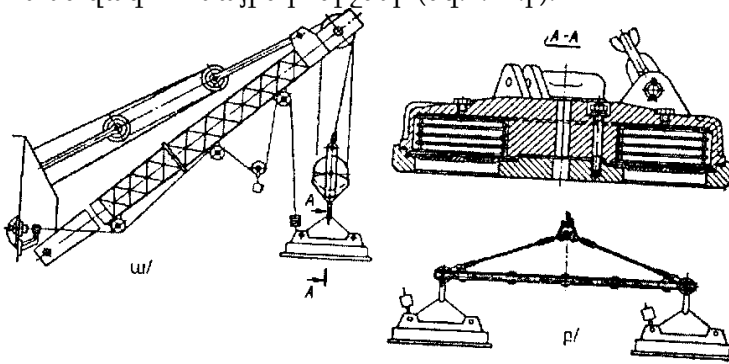


Նկ.7.13. Բեռարոնող հարմարանքներ.

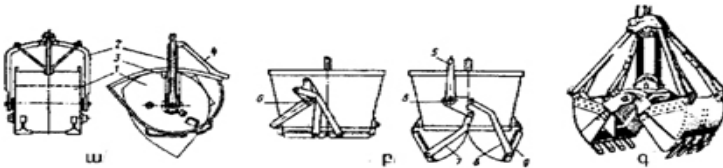
ա- աքցանավոր բռնիչ տակառների համար, բ- աքցանավոր բռնիչ հակերի համար, գ- զսպախցուկավոր բռնիչ, դ- շղթայավոր առասան, ե- ժապավենային առասան, զ- բեռնարկղ արմատապտուղների համար, է- բեռնացանց:

Մեծ զանգվածով հատային տարբեր բեռների (պրիզմայաձև, գլանաձև, տակառաձև) բեռնման-բեռնաթափման համար կիրառում են ճանկավոր բռնիչներ (նկ.7.13), որոնք զգալիորեն կրճատում են բեռի կախման ժամանակը՝ բարձրացնելով բեռնամբարձ մեքենայի արտադրողականությունը:

Պողպատե տարատեսակ բեռների (թիթեղներ, անկյունակներ և այլն) բեռնման-բեռնաթափման համար կիրառում են էլեկտրամագնիսներ (նկ. 7.14.ա.), իսկ վերջիններիս միջոցով չբռնվող բեռների համար (ապակի, տախտակ և այլն) օգտագործում են վակուումային բռնիչներ (նկ.7.14.բ):



Նկ.7.14. Հատուկ բռնիչ հարմարանքներ.
ա- էլեկտրամագնիս, բ-վակուումային բռնիչ:



Նկ.7.15. Ճանկաշերտերի ներքին.
ա-բացվող հատակով շերտի, բ-շրջվող իրանով շերտի, գ-ճանկաշերտի:

Սորուն, կապակցված և մանրակտոր նյութերի համար օգտագործում են բացվող հատակով կամ շրջվող իրանով շերտեր (նկ.7.15 ա, բ), իսկ սորուն նյութեր բեռնելու-բեռնաթափելու համար՝ ճանկաշերտեր (գրեյֆերներ) (նկ.7.15.գ):

Գյուղատնտեսական արտադրությունում լայնորեն տարածված են ավտոմատ բեռ բեռնող հարմարանքներ՝ ճանկաշերտերներ /գրեյֆերներ/, որոնք կիրառվում են նաև շինարարությունում և հողային աշխատանքների կատարման ժամանակ: Գյուղատնտեսական բեռների բարձրագույն զանգվածների հարաբերության գործակիցը՝ $\varepsilon = G_p : G$: Ընդհանուր նշանակության ճանկաշերտերների համար $\varepsilon = 1 \dots 1,2$: Դա նշանակում է, որ միայն բեռնատարողության կեսն է օգտագործվում օգտակար աշխատանքի համար: Գյուղատնտեսական բեռների բարձրագույն ճանկաշերտերների համար $\varepsilon = 0,4 \dots 0,5$:

Ճուրային ճանկաշերտի նորմալ աշխատանքի համար անհրաժեշտ է, որպեսզի փակող ճուրայի S լարվածության և բռնիչի բանվորական մասի վրա ազդող P_p ուժի հարաբերությունը մեծ լինի հաշվարկված ուժային փոխանցման թվից.

$$S : P_p \geq i$$

Գյուղատնտեսական նորմալ աշխատանքը կախված է աշխատանքի բնույթից և բեռի տեսակից: Մանրակտոր բեռների համար $i = 0,4 \dots 0,6$, խոշորակտոր բեռների համար՝ $i = 0,7 \dots 1,2$:

Բեռի մեջ ճուրային ճանկաշերտի խորացումը կատարվում է ծանրության ուժի ազդեցության տակ.

$$gG_p \geq 2P_p$$

Գյուղատնտեսական բռնիչի վրա կիրառված P_p ուժը բաղկացած է բեռի տարրերի կտրման, տեղաշարժման, տրորման և քայքայման դիմադրություններից.

$$P_p = F \cdot [q] \quad (7.10)$$

որտեղ $[q]=1...8$ ՄՊա – հաշվարկային տեսակարար դիմադրությունն է, F -ը շերեփի կտրող եզրի ընդլայնական հատույթի մակերեսը.

Ամբարձիչ մեքենաներում սովորաբար կիրառվում են ստանդարտացված կեռեր, որոնք ընտրվում են ըստ բեռնաբարձության: Այդպիսի կեռերի համար ստուգողական հաշվարկներ չեն կատարում:

Գյուղատնտեսական արտադրությունում ստանդարտ կեռի հետ հաճախ օգտագործում են նաև տեղում պատրաստված կլոր կամ քառակուսի ընդլայնական հատույթով կեռեր, որոնք պարտադիր պետք է ենթարկվեն ստուգողական հաշվարկի:

Կեռի չափերն ստուգելու կամ որոշելու համար կատարվում է կեռի մոտավոր հաշվարկ, այսինքն՝ կեռը դիտվում է որպես ուղիղ հեծան, իսկ ճշգրիտ հաշվարկի դեպքում՝ որպես կորագիծ հեծան:

Կեռի պարուրակ ունեցող մասի լայնական հատույթի ձգման լարվածությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով (նկ.7.12.ա).

$$\sigma_{\delta q} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_{\delta q} \quad (7.11)$$

Որտեղ Q -ն կեռի վրա ազդող ուժն է, d_1 -ը՝ պարուրակի ներքին տրամագիծը:

Մանեկի բարձրությունը որոշվում է ըստ պարուրակային մասի տրորման հաշվարկային պայմանի հետևյալ բանաձևով.

$$H = ZS \quad \text{և} \quad Q = 0,785Z(d^2 - d_i^2) \cdot [p] \quad (7.12)$$

որտեղ Z -ը պարուրակի գալարների քանակն է, S -ը՝ պարուրակի քայլը, d -ն և d_i -ը՝ պարուրակի արտաքին և ներքին տրամագծերը, p - ն՝ տեսակարար ճնշումը, $[p] = 30...35$ ՄՊա:

Լարումը ականջիկի (նկ.7.12.ա) վտանգավոր կտրվածքում հաշվարկվում է հետևյալ բանաձևով.

$$\sigma_{\delta q} = \frac{Q}{bd_0} \cdot \frac{2D^2}{D^2 - d_0^2} \leq [\sigma]_{\delta q} \quad (7.13)$$

որտեղ b -ն ականջիկի հաստությունն է, d_0 -ն՝ ականջիկի անցքի տրամագիծը, D -ն՝ ականջիկի արտաքին տրամագիծը, $[\sigma_{\delta q}]$ - ն թույլատրելի լարումը պողպատ 20-ի համար $\sigma_{\delta q} = 100$ ՄՊա:

Կեռի կորացված մասում առավելագույն լարում առաջանում է AB կտրվածքի A կետում (նկ.7.12ա): Որքան փոքր է կեռի բացվածքը, այնքան փոքր է լարումը, սակայն այն չի կարող փոքր լինել առասանների երկու կտրվածքներից ($d_k \geq 2d$): Համեմատաբար մեծ կիրառություն ունեն $b:b_1 = 2...2,5$ և $h:b = 1,5...1,6$ կողմերի հարաբերությամբ կեռի լայնական կտրվածքի սեղանաձև տեսքը:

AB կտրվածքում կեռի վրա կիրառված են հետևյալ բեռնվածությունները. Q ուժը և $M = Qr$ մոմենտը, որտեղ $r = 0,5d_k + \ell_1$: Մինուս նշանը ցույց է տալիս, որ մոմենտը փոքրացնում է կորությունը: Այդ դեպքում, համաձայն կոր չորսուի տեսության, առավելագույն բեռնավորված A կետում լարումը որոշվում է հետևյալ հավասարումով.

$$\sigma_A = \frac{Q}{F} - \frac{M}{S} \cdot \frac{\ell_1 - Z_0}{0,5d_k} \leq [\sigma] \quad (7.14)$$

որտեղ՝ $S = FZ_0$ - կեռի F կտրվածքի մակերեսի ստատիկ մոմենտն է, $Z_0 = r - r_0$ - չեզոք առանցքի նկատմամբ կտրվածքի ծանրության կենտրոնի ունեցած հեռավորությունը:

Սեղանաձև հատույթի համար չեզոք շերտի r_0 կորության շառավիղը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$r_0 = \frac{0,5(b+b_1)h}{\left[b + \frac{r}{h}(b-b_1) \right] \ell n \frac{d_k + 2h}{d_k} - (b-b_1)} \quad (7.15)$$

Ուղղանկյուն կտրվածքի դեպքում $b = b_1$, իսկ քառակուսի հատույթի դեպքում $b = b_1 = h$:

Կլոր հատույթի համար կունենանք.

$$r_0 = \frac{d^2}{4(2r - \sqrt{4r^2 - d^2})} \quad (7.16)$$

$[\sigma] = 100 \dots 125$ ՄՊա – թույլատրելի լարումն է, որը որոշվում է հետևյալ արտահայտությունից. $[\sigma] = \sigma_T$; $n=2 \dots 2,5$:

Բոլոր կետերը անհրաժեշտ է փորձարկել ըստ ամրության 25%-ով մեծ անվանական բեռնամբարձության պայմաններում, երբ փորձարկման տևողությունը 10 րոպե է: Փորձարկումից հետո կետը չպետք է ունենա ճաքեր և մնացորդային դեֆորմացիաներ:

Բեռնօղակներ: Գործնական հաշվարկների համար բավարար ճշտությամբ բեռնօղակները կարելի է հաշվել հետևյալ մոտավոր բանաձևերով:

Գումարային ծոռո մոմենտը կլինի .
լայնական մասի համար.

$$M_1 = 0,17Q\ell + Px$$

կողային մասի համար.

$$M_2 = 0,08Q\ell$$

$[\sigma]_{\partial n} = 80$ ՄՊա դեպքում լայնական մասում գումարային լարումը կլինի.

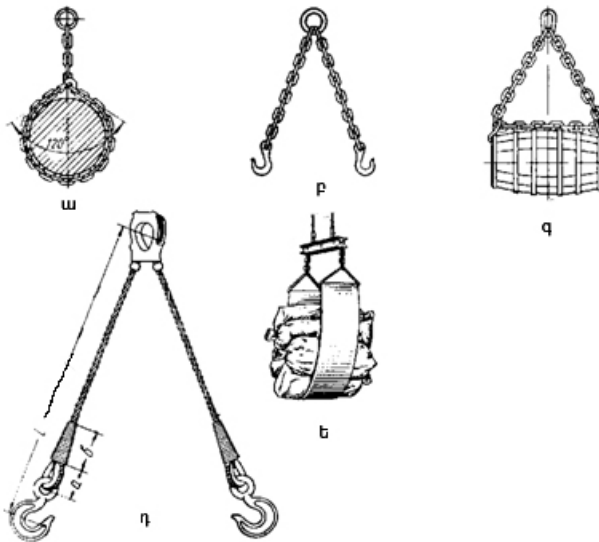
$$\sigma = \frac{M_1}{W} + \frac{P_1}{F} \leq [\sigma]_{\partial n}$$

որտեղ W -ն և F -ը լայնադրակի վտանգավոր հատույթի համապատասխանաբար դիմադրության մոմենտն ու հատույթի մակերեսն է:

Մեծ բեռնամբարձության կռունկներում բեռը կախում են ճոպանի մի քանի ճյուղից, որի համար կետը ամրացնում են ճոպանին կախցի մեխանիզմի օգնությամբ (նկ.7.12 ա, բ):

Կեռի կախցի մեխանիզմ: Կեռի կախցի հիմնական մասերն են. կետը, ընդլայնական հեծանը, ճախարակները, բեռնագոլակները: Կախվող բեռի ինքնատեղակայման համար բազմաճախարակում օգտագործում են հավասարեցնող ճախարակներ, իսկ հենարանային առանցքակալների տակ՝ գնդաձև տափօղակներ: Ամբարձիչի շրջանակի կամ թմբուկի հետ կեռային կախցի հար-

վածները կանխելու համար կիրառում են ծայրային էլեկտրական անջատիչներ:



Նկ.7.16. Առասաններ.

ա, բ, գ-շղթայավոր առասան, դ-ճռպանավոր առասան,
ե- ժապավենավոր առասան:

Առասաններ: Առասանները կիրառվում են հատային բեռները կեռից կանխելու համար: Համեմատաբար լայն տարածում ունեն պողպատյա ճռպաններից (նկ.7.16.ա.բ.գ) պատրաստված առասանները: Երաշխավորվում է ընդունել $b = (20...25)d$ և $a = (25...30)d$, որտեղ d -ն ճռպանի տրամագիծն է: Յուրաքանչյուր վեց ամիս աշխատելուց հետո առասանները փորձարկում են կրկնակի բանվորական բեռնվածության և բեռի բռնման համեմատաբար ոչ բարենպաստ պայմաններում:

7.4. ՃԱԽԱՐԱԿՆԵՐ, ԲԱԶՄԱՃԱԽԱՐԱԿՆԵՐ ԵՎ ԹՄԲՈՒԿՆԵՐ

Ճախարակները, թմբուկները կախոցի և քարշային օրգանների հետ փոխգործողության մեջ գտնվող մեքենամասեր են: Ճախարակները լինում են անշարժ և շարժական (նկ.7.17): Անշարժ ճախարակները կիրառվում են ճոպանի շարժման ուղղությունը փոխելու համար և նրանց անվանում են ուղղորդ հոլովակներ (նկ.7.17 ա):

Շարժական ճախարակներում, բեռի բարձրացման համար անհրաժեշտ ուժը կարող է կիրառվել քարշային օրգանին (նկ.7.17. բ) կամ ճախարակի սռնին (նկ.7.17գ): Առաջին տարբերակի դեպքում ճախարակը անվանվում է ուժի մեջ շահող, իսկ երկրորդում՝ ճանապարհում կամ արագությունում շահող:

Ուժի մեջ շահող ճախարակով բեռը բարձրացնելու համար անհրաժեշտ է ճոպանը ձգել $\ell = 2h$ երկարությամբ, միաժամանակ ճոպանի արագությունը $V = 2V_p$, որտեղ V_p -ն բեռի բարձրացման արագությունն է, ճոպանում ճիգի մեծությունը, որն անհրաժեշտ է G զանգվածով բեռը բարձրացնելու համար (ճախարակի պտտման դիմադրության ուժը հաշվի առնելով), որոշվում է հետևյալ արտահայտությունից.

$$S_1 + S_2 = G \cdot g \quad \text{և} \quad S_2 = \xi \cdot S_1 = \xi(G - S_2)$$

որտեղից՝

$$S_2 = \frac{\xi}{1 + \xi} \cdot G \cdot g \quad (7.17)$$

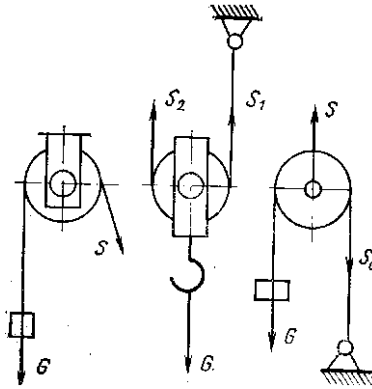
Ճանապարհում կամ արագությունում շահող ճախարակով՝ բեռը h բարձրությամբ բարձրացնելիս ճոպանի տեղաշարժի և արագության մեծությունները համապատասխանաբար կլինեն.

$$\ell = \frac{h}{2} \quad \text{և} \quad V = \frac{V_p}{2}$$

Ճիգի մեծությունը, որն անհրաժեշտ է G զանգվածով բեռը բարձրացնելու համար կլինի.

$$S = G \cdot g + S_0 = Gg + Gg\xi = G \cdot g(1 + \xi) \quad (7.18)$$

որտեղ ξ -ն ճախարակի պտտման դիմադրության գործակիցն է,
 $\xi = \frac{1}{\eta}$, η -ն ճախարակի Օ.Գ.Գ.-ն է, $\eta = 0,95...0,99$:



Նկ.7.17. Ճախարակների սխեմաներ:

Ճախարակներն իրենց սոնիների վրա կարող են տեղա-
 կայված լինել գլորման կամ սահքի առանցքակալներով:

Բազմաճախարակ: Բազմաճախարակ են անվանում մեկ
 քարշային օրգանով ընդգրկված անշարժ և շարժական ճախա-
 րակների համակարգը:

Տարբերում են երկու տեսակի բազմաճախարակ. ուղիղ և
 հակադիր գործողության (նկ.7.18):

Ուղիղ գործողության բազմաճախարակը (7.18 ա) ուժի մեջ
 շահող է, որում բեռը կախված է ճուպանի m հատ ճյուղերից, իսկ
 քարշային ուժը S կիրառվում է ճուպանի ազատ ճյուղին, որի
 մեծությունը (դիմադրության ուժերը անտեսելով) կլինի.

$$S = \frac{G \cdot g}{m}, \quad (7.19)$$

որտեղ m -ը կոչվում է բազմաճախարակի բազմապատիկություն:
 Բազմաճախարակները բնութագրվում են պատիկությամբ (m),
 որը ցույց է տալիս, թե քանի անգամ է շահում ապահովում ուժի
 կամ ճանապարհի (արագության) մեջ:

Ամբարձիչ մեքենաներում կիրառվում են միակի և կրկրնակի բազմաձախարակներ (նկ.7.18): Միակի բազմաձախարակի դեպքում (նկ.7.18ա.) մետաղաճուղանի մի ծայրն է ամրացվում թմբուկին, իսկ կրկնակիի դեպքում՝ (նկ.7.18. գ) ճուղանի երկու ծայրերը:

Ճուղանի և բեռի շարժման արագությունները իրար հետ կապված են $V = m \cdot V_p$ արտահայտությամբ:

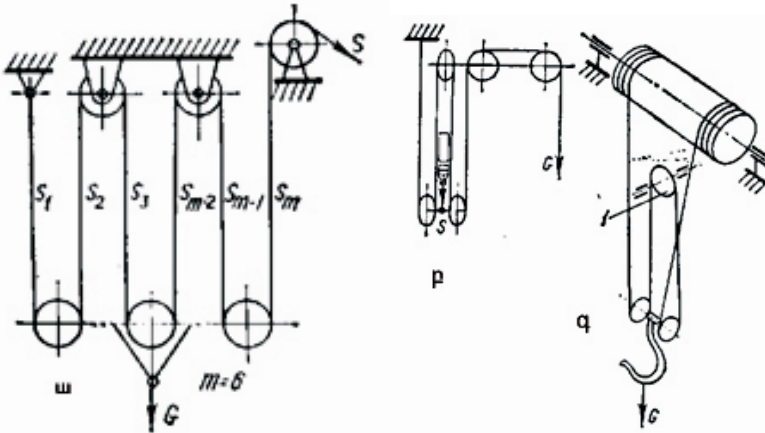
Այսպիսի բազմաձախարակներ լայնորեն կիրառվում են ամբարձիչ մեքենաներում:

Հակառակ գործողության բազմաձախարակը ունի սահմանափակ կիրառություն և օգտագործվում է հիդրավլիկ ամբարձիկներում, որտեղ ուժի մեջ կորուստի պայմաններում ձգտում են փոքրացնել մխոցի շարժման արագությունն ու քայլը (նկ.7.18 բ): Այստեղ բեռը կախվում է ճուղանի ազատ ծայրում, իսկ քարշային ուժը կիրառվում է շարժական ձախարակների սոնիներին: Այդ դեպքում.

$$S = m \cdot G \cdot g \quad \text{և} \quad V = \frac{V_p}{m} \quad (7.20)$$

Միապատիկ բազմաձախարակներն օգտագործում են հիմնականում սլաքավոր ամբարձիչներում, որոնց պատիկությունը որոշվում է բեռը կրող ճուղանի ճյուղերի թվով: Միակի ձախարակներում ճուղանը թմբուկի վրա փաթաթվելիս տեղաշարժվում է առանցքի ուղղությամբ և հենարանների վրա ստեղծում փոփոխական բեռնվածություն: Դա բացասաբար է արտահայտվում, հատկապես կարապիկների մոտ, որոնք տեղակայված են շարժվող սայլակների վրա, որոնց հենարանային անիվները բեռնվում են անհավասարաչափ: Այդ թերությունները վերացվում են կրկնակի ձախարակներ կիրառելով (նկ.7.18գ): Թմբուկին փաթաթվող ճուղանի ճյուղերում ճիգերի հավասարեցման համար կիրառվում է հավասարակշռող ձախարակը 1, որը պտտվում է միայն ճուղանի ճյուղերում ճիգերի հավասարեցման ժամանակ:

Կրկնակի բազմաձախարակի թերությունը ուժի երկու անգամ պակաս շահումն է, որն անդրադառնում է կարապիկի չափերի ու միջանկյալ փոխանցումների փոխանցման թվի վրա: Դրա համար էլ կրկնակի բազմաձախարակներն օգտագործվում են թոփչավոր ամբարձիչներում, որտեղ կարապիկները տեղակայվում են շարժական սայլակների վրա, իսկ ճուպանը բազմաձախարակից անմիջապես փաթաթվում է թմբուկին:



Նկ.7.18. Բազմաձախարակներ.

ա-ուժի մեջ շահող միապատիկ բազմաձախարակ, բ-արագության մեջ շահող բազմաձախարակ, գ-կրկնակի բազմաձախարակ:

Բազմաձախարակի Օ.Գ.Գ.-ն: Դադարի վիճակում ուժի մեջ շահում տվող բազմաձախարակով բարձրացվող բեռի G և կեռի կախոցի q զանգվածները ճուպանի ճյուղերի միջև կբաշխվեն հավասարաչափ (նկ.7.18. ա).

$$S_1 = S_2 = \dots = S_n = \frac{(G + q)g}{m} \quad (7.21)$$

Բեռ բարձրացնելիս դիմադրող ուժերի պատճառով ճուպանի ճյուղերում տեղի է ունենում ճիգերի վերաբաշխում: Քանի որ շարժման դեպքում ճուպանի յուրաքանչյուր հեռացող ճյուղի ճիգը

գերազանցում է վրավագ ճյուղի ճիգին, ուստի բազմաձախարակի վերջին ճյուղի ճիգը S_m կլինի.

$$S_m = S_1 + \Sigma W, \quad (7.22)$$

որտեղ ΣW - բազմաձախարակում դիմադրության ուժերի գումարն է: Եթե բոլոր ձախարակները միատեսակ են և ձախարակի Օ.Գ.Գ.-ն հավասար է η , ապա կարելի է գրել.

$$S_{m-1} = S_m \cdot \eta, \quad S_{m-2} = S_{m-1} \cdot \eta^2, \quad S_2 = S_3 \cdot \eta = S_m \cdot \eta^{m-2}, \\ S_1 = S_2 \cdot \eta = S_m \cdot \eta^{m-1} \quad (7.23)$$

Բազմաձախարակի հավասարակշռության պայմանից կարող ենք գրել

$$S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_m = G \cdot g \quad (7.24)$$

Այս հավասարման մեջ տեղադրելով (7.23) բանաձևով որոշված ճոպանի ճյուղերի ճիգերի արժեքները, կունենանք.

$$S_1(1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \dots + \eta^{m-1}) = G \cdot g \quad (7.25)$$

Փակագծում եղած արտահայտությունը η հայտարարով նվազող երկրաչափական պրոգրեսիայի անդամների գումարն է, հետևաբար.

$$S_1 = G \cdot g \frac{1 - \eta}{1 - \eta^m} \quad (7.26)$$

Բազմաձախարակի օ.գ.գ.-ն որոշվում է դադարի և շարժման դեպքերում ճոպանի դուրս եկող ճյուղի ճիգերի հարաբերությամբ.

$$\eta_p = \frac{1 - \eta^m}{m(1 - \eta)} \quad (7.27)$$

որտեղ η -ն ձախարակի Օ.Գ.Գ.-ն $\eta = (0,97 \dots 0,99)$:

Թմբուկներ: Ամբարձիչ մեքենաներով բեռ բարձրացնելու համար մետաղաճոպանները կամ շղթաները միաշերտ կամ բազմաշերտ եղանակով փաթաթում են թմբուկներին, որոնք ձուլում են թուջից կամ պատրաստում պողպատներից եռակցումով (նկ.7.19): Թմբուկի մակերևույթին արվում է պտուտակաձև ակոս ճոպանի կամ շղթայի հավասարաչափ փաթաթման համար:

Ճոպանը բազմաշերտ փաթաթելու դեպքում թմբուկների մակերևույթները պատրաստվում են հարթ, առանց պտուտակաձև ակոսների: Ճոպանի վերին շերտերը թմբուկից դուրս չընկնելու համար թմբուկները պատրաստում են ճակատային կողերով, ընդ որում կողերի բարձրությունը ճոպանի վերին շերտից պետք է բարձր լինի $c = 2d$ չափով:

Թմբուկին պտտող մոմենտ հաղորդելու համար հիմնականում կիրառում են կառուցվածքային երկու սխեմաներ.

Ամբարձիչ մեքենաներում գերազանցապես օգտագործում են ակոսված մակերևույթով թմբուկներ: Ակոսները մեծացնում են ճոպանի հենման մակերեսը, փոքրացնում ճոպանի ճնշումը թմբուկի մակերևույթին, վերացվում է շփումը հարևան գալարների միջև: Թմբուկի պտուտակային ակոսի քայլը ճոպանների համար որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$t = d + (2...3) \text{ մմ} \quad (7.28)$$

որտեղ d -ն մետաղյա ճոպանի տրամագիծն է:

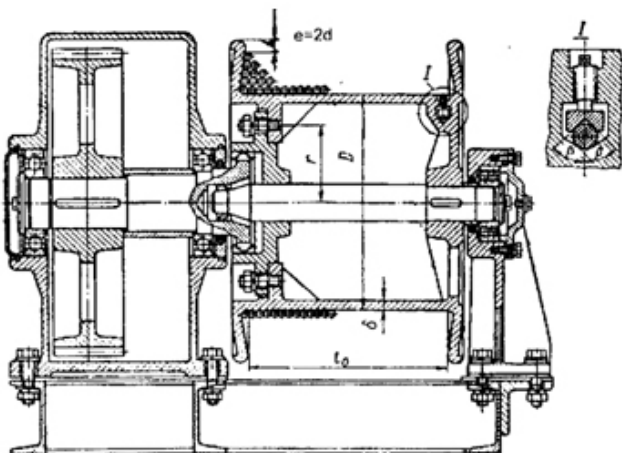
Թմբուկի նվազագույն տրամագիծը՝ հաշված ակոսների հատակից, որոշվում է ճոպանի տրամագծից կախված: Որպեսզի թմբուկի վրա փաթաթվելիս ճոպանի լարերում մեծ ծռման լարումներ չառաջանան, թմբուկի տրամագիծը հաշվարկվում է հետևյալ բանաձևով.

$$D_p \geq d \cdot c_1 \quad (7.29)$$

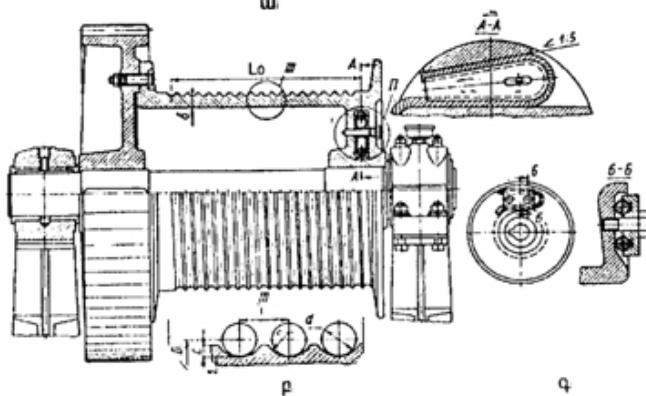
որտեղ D_p -ն թմբուկի տրամագիծն է, c_1 -ը՝ գործակից՝ կախված ամբարձիչ մեքենայի տեսակից ու շահագործման ռեժիմից, որի մեծությունը բերված է աղյուսակ 7.2-ում:

Գործակից c_1 -ի արժեքը

Ամբարձիչ մեքենայի տեսակը	Աշխատանքի ռեժիմը	Գործակից c_1
Կարապիկներ	-	20
Էլեկտրական տալեր (տելֆեր)	-	22
Սլաքավոր կռունկներ	Թեթև (Թ)	16
	Միջին (Մ)	18
	Ծանր (Ծ)	20
Այլ տեսակի ամբարձիչ մեքենաներ	Առավել ծանր (ԱԾ)	25
	Թեթև (Թ)	20
	Միջին (Մ)	25
	Ծանր (Ծ)	30
	Առավել ծանր (ԱԾ)	35



ա



բ

գ

Նկ.7.19. Թմբուկներ.

ա-ատամնավոր ռեդուկտորով, բ-բաց ատամնավոր փոխանցիչով, գ- ճոպանի ծայրի ամրացումը թմբուկին:

Թմբուկի երկարության հաշվարկը.

Բազմաձախարակի m պատիկության դեպքում բեռը H բարձրությամբ բարձրացնելիս թմբուկին փաթաթվող ճոպանի երկարությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$\ell = maH \quad (7.30)$$

որտեղ ℓ -ը թմբուկին փաթաթվող ճոպանի երկարությունն է, մմ, a -ն՝ թմբուկին փաթաթվող ճոպանի ճյուղերի թիվը, m -ը՝ բազմաճախարակի պատիկությունը:

Եթե թմբուկի վրա փաթաթվում է ճոպանի մեկ ճյուղ ($a=1$), ապա գալարների թիվը (հաշվի առնելով թմբուկի վրա պահուստային 1,5 գալարը) կլինի.

$$Z = \frac{H \cdot m}{\pi D} + 1,5 \quad (7.31)$$

ճոպանի ծայրը թմբուկին ամրացնելու համար, նրա երկարությունը մեծացնում են - $5t$ չափով: Հաշվի առնելով նըշվածը թմբուկի երկարությունը միակի բազմաճախարակի համար կլինի.

$$L = \left(\frac{H \cdot m}{\pi \cdot D_p} + 7 \right) \cdot t \quad , \quad (7.32)$$

կրկնակի բազմաճախարակի համար.

$$L = \left(\frac{H \cdot m}{\pi \cdot D_p} + 12 \right) \cdot t \quad (7.33)$$

Թմբուկի ամրության հաշվարկը: Աշխատանքի ընթացքում թմբուկի պատը գտնվում է բարդ լարվածային վիճակում՝ ենթարկվելով սեղմման, ոլորման և ծոման համատեղ դեֆորմացիաների:

Գորշ թուջից ձուլված թմբուկների պատի հաստությունը կարելի է հաշվել հետևյալ փորձնական բանաձևով.

$$\delta \geq 0.02 D_p + (6 \div 10) \text{ մմ} \quad (7.34)$$

$L \geq 3D_p$ երկարությամբ թմբուկների ծոման լարումները հաշվարկվում են հետևյալ բանաձևով.

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_{\partial n}^2 + M_{\eta l}^2}}{W_p} \leq [\sigma]_{\partial n} \quad (7.35)$$

որտեղ $M_{\partial n}$ - ը թմբուկի ծոռող մոմենտն է, $M_{\eta l}$ -ը՝ թմբուկի ոլորող մոմենտը, W_p -ն՝ թմբուկի դիմադրության մոմենտը,

$W_p = 0,1 \frac{D_1^4 - D_2^4}{D_1}$, D_1 -ը թմբուկի արտաքին տրամագիծը (առ-վակների հատակով), D_2 -ը թմբուկի ներքին տրամագիծը, $[\sigma]_{\partial n}$ -ն՝ ծոման թույլատրելի լարումը, թուջից ձուլված թմբուկ-ների համար $[\sigma]_{\partial n} = 140 \dots 150$ ՄՊա:

Երբ թմբուկի երկարությունը կազմում է $L \geq 3D_p$, դրանում գերակշռում են սեղմման լարումները և թմբուկը հաշվարկվում է ըստ սեղմման հետևյալ բանաձևով.

$$\sigma_u = \frac{S_{wn}}{\delta \cdot t} \leq [\sigma]_u \quad (7.36)$$

որտեղ δ -ն թմբուկի պատի հաստությունն է. $\delta = \frac{D_1 - D_2}{2}$:

Ճոպանի ամրացումը թմբուկին իրականացվում են տարբեր կառուցվածքային լուծումներով (նկ.7.19 ա, բ, գ.): Մետաղա-ճոպանի ամրացմանը ներկայացվում են հետևյալ հիմնական պահանջները՝ հուսալիություն, ճոպանի դյուրին փոխարինում, կառուցվածքի և պատրաստման պարզություն, ամրացման հանգույցի սկզբնամասում ճոպանի կտրուկ ծոման բացառում:

Ճոպանի ծայրը թմբուկին ամրացնելու ամենատարածված եղանակը, որն ապահովում է ամրացման հուսալիություն և ստուգման մատչելիություն, թիթեղով ամրացումն է:

Ընդունելով, որ թմբուկի վրա մշտապես փաթաթված են երկու պահուստային գալարներ, հաշվարկենք թիթեղի օգնու-թյամբ ամրացված ճոպանի ճիգի մեծությունը.

$$S_0 = \frac{S_{wn}}{e^{\mu\alpha}} \quad (7.37)$$

որտեղ e -ն բնական լոգարիթմի հիմքն է, μ -ն՝ թմբուկի և ճոպանի միջև շփման գործակիցն է, $\mu = 0,1 \dots 0,15$, α -ն ճոպանի պահուստային գալարների ընդգրկման անկյունն է $\alpha = 4\pi$:

Թիթեղը ճոպանին սեղմող նորմալ ուժի մեծությունը, որն անհրաժեշտ է ճոպանի և թմբուկի միջև որոշակի շփման ուժ ստանալու համար, որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$N = \frac{S_0}{2\mu} = \frac{S_{\text{առ}}}{2\mu e^{\mu\alpha}} \quad (7.38)$$

Ըստ ամրության պայմանի՝ հաշվարկվում են թիթեղը ճռպանին սեղմող հեղույսները.

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Nk}{\pi z[\sigma]_d}} \quad (7.39)$$

որտեղ d_1 -ը հեղույսի պարուրակի ներքին տրամագիծն է, k -ն՝ ամրության պաշարի գործակիցը. $k=1,2,...,1,3$, z -ը՝ թիթեղը սեղմող հեղույսների թիվը $z=2...4$, $[\sigma]_d$ -ն՝ հեղույսի ձգման թույլատրելի լարումը. $[\sigma]_d=120...140$ ՄՊա:

7.5. ԴԱԴԱՐԱԿՆԵՐ ԵՎ ԱՐԳԵԼԱԿՆԵՐ

7.5.1. ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ՏԵՂԵԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ

Ամբարձիչ մեքենաների հուսալի ու անվտանգ աշխատանքը ապահովելու համար անհրաժեշտ են սարքավորումներ, որոնց օգնությամբ հնարավոր լինի բեռը պահել բարձրության վրա, ինչպես նաև, սահուն ձևով, որոշակի արագությամբ այն իջեցնել: Դրա համար ամբարձիչ մեքենաների կառուցվածքում օգտագործում են դադարակներ և արգելակներ:

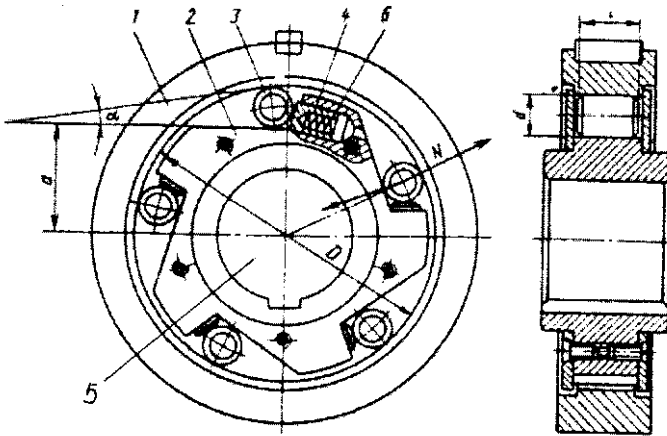
Դադարակներն օգտագործում են բեռ բարձրացնող մեխանիզմներում բեռի շարժումը դանդաղեցնելու ու այն որոշակի բարձրության վրա պահելու համար: Դադարակները, որպես ինքնուրույն արգելակող սարքեր, ունեն սահմանափակ կիրառություն և հիմնականում օգտագործում են ձեռքի շարժաբերով ու դանդաղաընթաց մեխանիզմներում:

Արգելակները օգտագործում են բեռը որոշակի բարձրության վրա պահելու, ինչպես նաև բեռի բարձրացման, իջեցման, սայլակի ու ամբարձիչ մեքենայի շարժման արագությունը կարգավորելու համար:

7.5.2. ԴԱԴԱՐԱԿՆԵՐ

Ամբարձիչ մեքենաներում բեռը որոշակի բարձրության վրա պահելու համար կիրառում են երկու տեսակի դադարակներ. շփական և արգելանիվավոր:

Շփական դադարակները լինում են բռունցքավոր և հոլովակավոր: Բռունցքավոր դադարակներն օգտագործում են խիստ հազվադեպ, այն էլ ձեռքի շարժաբերով մեխանիզմներում: Հոլովակավոր դադարակները հանդիսանում են առավել կատարելագործված կառուցվածքներ և լայնորեն օգտագործվում են տարբեր շարժաբերներով մեխանիզմներում (նկ.7.20):



Նկ.7.20. Հոլովակավոր դադարակ.

1-անշարժ պատյան, 2-վռան, 3-հոլովակ, 4-սկավառակ, 5-լիսեռ, 6-գսպանակ:

Անշարժ պատյանի 1 մեջ մամլված է պողպատյա վռան 2, իսկ բեռ բարձրացնող մեխանիզմի լիսեռի 5 վրա, երիթի միջոցով ամրացված է պողպատյա սկավառակ 4, որի վրա հոլովակների 3 համար հանված են սեպաձև բներ:

Բեռ բարձրացնելիս սկավառակը պտտվում է ժամսլաքի հակառակ ուղղությամբ և հոլովակները շփման ուժի շնորհիվ հեռանում դեպի սեպաձև բնի լայն կողմը, չխոչնդոտելով շարժմանը: Սկավառակը բեռի իջեցման ուղղությամբ պտտելիս հոլովակները շարժվում են սեպաձև բնի նեղ կողմը և սեպվում են սկավառակի ու վռանի միջև և ոլորող մոմենտը փոխանցում են անշարժ պատյանին 1, որի շնորհիվ սկավառակի լիսեռի շարժումը դադարեցվում է:

Հոլովակների սեպման ժամանակ առաջացող առավելագույն ոլորող մոմենտը, հաշվառած նաև դինամիկական բեռնըվածքը կլինի.

$$M_{\omega n} = k_n \cdot M \quad (7.44)$$

որտեղ M -ը դադարակի լիսեռի վրա եղած անվանական պտտող մոմենտն է, k_n -ն՝ դինամիկության գործակիցը՝ $k_n = k_z + k_{\delta}$, որտեղ k_z -ն շարժիչի տեսակը, իսկ k_{δ} -ն մեքենայի տեսակը հաշվի առնող գործակիցներ են: Էլեկտրաշարժիչների դեպքում ընդունում են $k_z = 0,25$, ՆԱՇ-ի դեպքում՝ $k_z = 0,4...0,5$, բեռնային վերելակների համար $k_{\delta} = 1,2$, իսկ ամբարձիչների և մարդատար վերելակների համար $k_{\delta} = 2$:

Հոլովակավոր դադարակների հաշվարկը կատարվում է ըստ հաշվարկային ոլորող մոմենտի $M_h = M_{\omega n} / k$, որտեղ k -ն գործակից է, որը հաշվի է առնում դադարակի պատրաստման ճշտությունը՝ $k = 0,6...0,9$:

Հոլովակի վրա ոլորող մոմենտից առաջացող նորմալ ուժը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$N = \frac{2M_h}{zDtg(\alpha/2)} \quad (7.45)$$

որտեղ $z = 4...6$ հոլովակների քանակն է, $\alpha = 6^\circ...8^\circ$ ՝ սեպման անկյունը:

Դադարակի տարրերի ամրության հաշվարկը կատարում են ըստ առավելագույն շոշափող լարումների: Այդ դեպքում իրանի ներքին տրամագիծը կլինի.

$$D = 0,44\sqrt[3]{M_h / z} \quad (7.46)$$

Դադարակը նախագծելիս հոլովակի տրամագիծն ընդունում են $d = 0,188\sqrt{M_h / z}$, հոլովակի երկարությունը $\ell = (1,25 \dots 3)d$, իրանի ներքին տրամագիծը՝ $D = (7 \dots 15)d$:

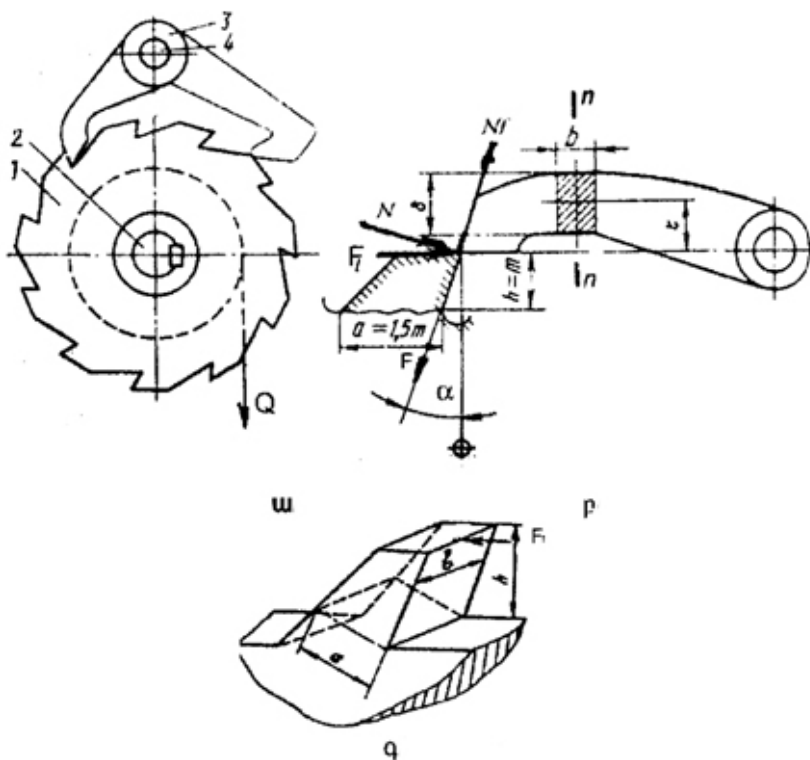
Հոլովակի և վռանի հպման տեղում առավելագույն շոշափող լարումը որոշում են հետևյալ բանաձևով.

$$\tau_{\max} = 0,2\sqrt{\frac{NE}{\ell d}} \leq [\tau] \quad (7.47)$$

որտեղ E -ն հոլովակի և վռանի նյութերի բերված առաձգականության մոդուլն է, $[\tau]$ -ն՝ թույլատրելի շոշափող լարումը:

Հոլովակները պատրաստում են 40X մակնիշի պողպատից, իսկ իրանը և վռանը՝ 15X, 20X, կամ IIIX15, IIIX12 մակնիշի պողպատներից, որոնց աշխատող մակերևույթները ցեմենտացվում են մինչև $HRC = 60$ կարծրությունը:

Արգելանվաճոր դադարակը (նկ.7.21) բաղկացած է մեխանիզմի լիսեռի 2 վրա երիթով անշարժ նստեցված ատամնավոր արգելանիվից 1 և անշարժ սոնու 4 վրա տեղակայված շնիկից 3: Ժամսլաքի շարժման ուղղությամբ արգելանիվի պտտվելու դեպքում շնիկը, կառչման մեջ մտնելով դրա հետ, դադարեցնում է արգելանիվի պտույտը և այսպիսով կանխում է Q բեռի ինքնիջեցումը: Հակառակ ուղղությամբ պտույտի դեպքում իրականացվում է բեռի բարձրացում:



Նկ. 7.21. Արգելանվաճոր դադարակի.
1-արգելանիվ, 2-լիսեռ, 3- շնիկ, 4-ստնի:

Արգելանվաճոր դադարակի վրա ատամները կարող են դասավորված լինել դադարակի արտաքին, ներքին և ճակատային մակերևույթների վրա:

Արգելանվաճոր դադարակները առավելապես պատրաստվում են փոքր տրամագծով: Դադարակի մեծ տրամագծի դեպքում նրա վրա ազդող շրջագծային ուժը փոքր է, իսկ

շրջագծային արագությունը՝ մեծ: Այդ երևույթի թերությունն այն է, որ բեռը ցած իջեցնելիս շնիկը արգելանիվի հետ կառչման մեջ է մտնում մեծ հարվածով, որն ուղիղ համեմատական է արգելանիվի շրջագծային արագության քառակուսուն: Այդ դեպքում շնիկի վրա արգելանիվի F_t շրջագծային ուժից կառաջանան $N = F_t \cos \alpha$ նորմալ և $F = F_t \sin \alpha$ շոշափող ուժեր: Բացի դրանցից, շնիկի վրա կառաջանա նաև Nf շփման ուժը, իսկ դրա հենարանում՝ $F_t \mu \frac{d}{2}$ շփման մոմենտը, որը խոչնդոտում է շնիկի կառչման մեջ մտնելուն: Շնիկի հավասարակշռության պայմանը կլինի.

$$(F - Nf)\ell \cos \alpha - F_t \mu \frac{d}{2} = 0 \quad (7.48)$$

որտեղ μ -ն շնիկի և տնու միջև եղած շփման գործակիցն է: Տեղադրելով F և N ուժերի արժեքները (7.48) հավասարման մեջ և ընդունելով $f = \text{tg} \varphi$, որտեղ φ -ն շփման անկյունն է, կստանանք դադարակի նորմալ աշխատելու պայմանը.

$$\text{tg} \alpha - \text{tg} \varphi > 0 \text{ կամ } \alpha > \varphi \quad (7.49)$$

Գործնականում ընտրում են $\alpha \approx 20^\circ$:

Արգելանվավոր դադարակի ամրության հաշվարկը կատարում են ատամնանիվի հետ շնիկի հարվածով կառչման դեպքի համար, երբ առաջանում է առավելագույն գծային ճնշում.

$$F_t = b \cdot [q] \quad (7.50)$$

որտեղ b -ն արգելանիվի կամ շնիկի լայնությունն է, $[q]$ -ն շնիկի և ատամի հպման թույլատրելի ճնշումը: Արգելանիվի լայնությունը կստացվի.

$$b = \frac{F_t}{[q]} = \frac{2M_u}{D \cdot [q]} \quad (7.51)$$

որտեղ M_u -ն արգելանիվի լիսեռի պտտող մոմենտն է, D -ն արգելանիվի արտաքին տրամագիծը:

Արգելանիվի ատամը ենթարկվում է նաև ծոման դեֆորմացիայի, որի վտանգավոր հատույթում լարումը կորոշվի հետևյալ կերպ.

$$\sigma_{\partial n} = \frac{M_{\partial n}}{W} \leq [\sigma_{\partial n}] \quad (7.52)$$

որտեղ $M_{\partial n} = F_t \cdot h$ ատամը ծռող մոմենտն է (h -ն ատամի բարձրությունն է, ընդունում են $h = m$, m -ը՝ կառչման մոդուլն է), $W = ba^2/6$ ատամի հիմքի հատույթի ծոման դիմադրության մոմենտն է ($a = 1,55m$ ատամի հաշվարկային հատույթի բարձրությունն է, $\psi = b/m$ ատամի լայնության գործակիցն է, b -ն ատամի լայնությունն է): $[\sigma_{\partial n}]$ -ը ատամի նյութի թույլատրելի լարումն է: Արտահայտելով $F_t = 2M_u / D = 2M_u / m \cdot z$ (z -ը արգելանիվի ատամների քանակն է), տեղադրելով արժեքները ու կատարելով համապատասխան ձևափոխություն՝ մոդուլի որոշման համար կստանանք հետևյալ բանաձևը.

$$m = 1,75 \sqrt[3]{\frac{M_u}{\psi \cdot z [\sigma_{\partial n}]}} \quad (7.53)$$

Արգելանիվի և շնիկի ներքին կառչման դեպքում ընդունում են $a = 3m$, հետևաբար, մոդուլը որոշելու բանաձևը կլինի.

$$m = 1,10 \sqrt[3]{\frac{M_u}{\psi \cdot z [\sigma_{\partial n}]}} \quad (7.54)$$

Շնիկը սովորաբար պատրաստում են 40X մակնիշի պողպատից և ջերմամշակում մինչև HRC50 կարծրությունը:

7.5.3. ԱՐԳԵԼԱՎՆԵՐ

Ամբարձիչ մեքենաներում օգտագործվող արգելակները, կախված կիրառման ոլորտից և աշխատանքային պայմաններից դասակարգվում են.

ա) ըստ նշանակության. սևեռող, որոնք ծառայում են պահանջվող բարձրության վրա բեռը պահելու և մեխանիզմի

աշխատանքը դադարեցնելու համար և համակցված, որոնք կարգավորում են բեռի իջեցման արագությունն ու անհրաժեշտության դեպքում ապահովում մեխանիզմի կանգառը,

բ) ըստ կառուցվածքի արգելակները լինում են՝ կոճղակավոր, ժապավենավոր, սկավառակավոր և կոնական,

գ) ըստ կառավարման համակարգի՝ կառավարող և ինքնաշխատ, որոնք գործում են ինքնուրույնաբար, սպասարկող անձնակազմից անկախ,

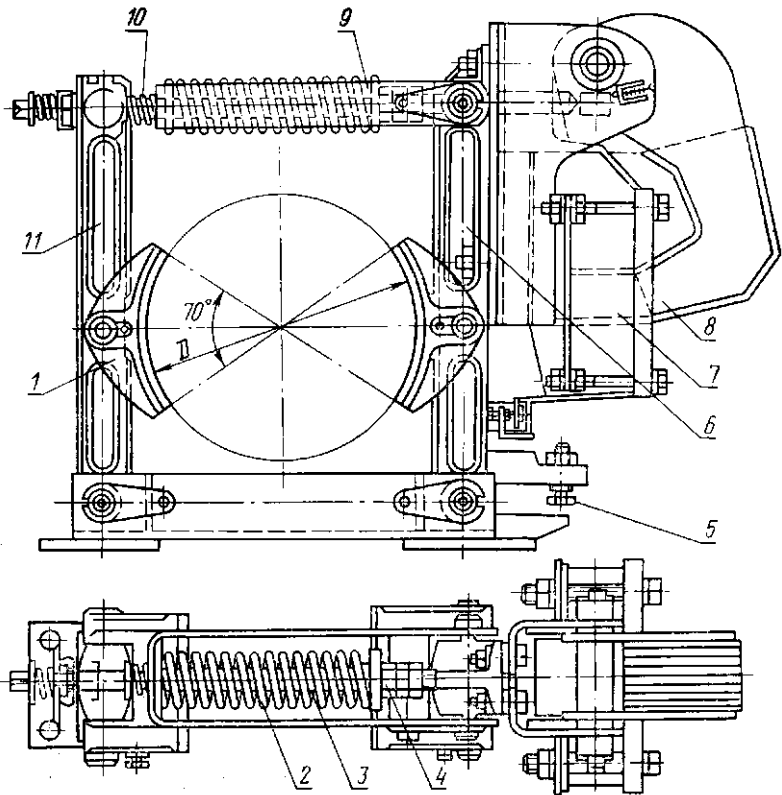
դ) ըստ ուժերի գործողության բնույթի՝ նորմալ փակ, երբ արգելակը գործում է մշտապես գործող արտաքին ուժով, անջատվում է միայն արգելակի շարժաբերի միջոցով, նորմալ բաց, երբ արգելակը գտնվում է անջատված վիճակում և գործում է արտաքին ուժով, երբ անհրաժեշտ է կանգնեցնել մեխանիզմը, համակցված, որոնք նորմալ պայմաններում աշխատում է որպես նորմալ բաց, իսկ վթարային պայմաններում որպես նորմալ փակ արգելակ:

Կոճղակավոր արգելակներն օգտագործում են անհատական էլեկտրաշարժաբերով մեխանիզմներում, իսկ ժապավենավորները՝ կարապիկներում և սլաքավոր ամբարձիչների խմբային շարժաբերով մեխանիզմներում: Սկավառակային արգելակներն օգտագործում են տալերում: Արգելակները տեղադրում են հիմնականում շարժաբերի արագընթաց լիսեռի վրա, որտեղ ոլորող մոմենտն ամենափոքրն է:

7.5.3.1. ԿՈՃՂԱԿԱՎՈՐ ԱՐԳԵԼԱԿՆԵՐ

Կոճղակավոր արգելակներում կոճղակները արգելանիվի հետ կարող են շփվել արտաքին կամ ներքին մակերևույթով: Այս արգելակները լինում են մեկ, երկու, իսկ երբեմն նաև երեք կոճղակներով: Միակոճղակավոր արգելակներն օգտագործվում են փոքր, իսկ երկկոճղակավոր արգելակները՝ մեծ արգելակման մոմենտի և արգելանիվի տարբեր ուղղությամբ պտտվելու դեպքում: Միակոճղակավոր արգելակի հիմնական թերությունն այն է, որ արգելանիվի լիսեռը իր վրա ընդունելով միակողմանի

բեռնվածությունն ենթարկվում է ծոման դեֆորմացիայի: Այդ երևույթը բացակայում է երկկեճղակավոր արգելակների մոտ: Կարճընթաց, նորմալ փակ տիպի երկկեճղակավոր արգելակը (նկ.7.22) բաղկացած է հենցից, որին հողակապերով միացված են պողպատաձուլ կամ դրոշմված 6 և 11 լծակները:



Նկ.7.22. Կարճընթաց, երկկեճղակավոր արգելակ.

1- կեճղակ, 2,10-գսպանակներ, 3- մխոցակոր, 4- պնդողակ,
5- կարգավորիչ հեղույս, 6, 11- լծակներ, 7- էլեկտրամագնիս,
8- խարիսխ, 9- ճարմանդ:

Լծակներին հողակապով միացված են շփական ներդիրներով երեսպատված կոճղակները 1: Այդպիսի միացումն ապահովում է անիվի վրա կոճղակների կիպ ընդգրկումը: Արգելակը փակում (կոճղակները մոտեցնում) են 11 կանգնակին միացված ձգիչից և 6 կանգնակին ամրացված ճարմանդից 9 կազմված համակարգով, որը գտնվում է սեղմված զսպանակի 10 առածական ուժի ազդեցության տակ: Արգելակն անջատում (կոճղակներն հեռացնում) են կանգնակին 6 ամրացված էլեկտրամագնիսի 7 միջոցով:

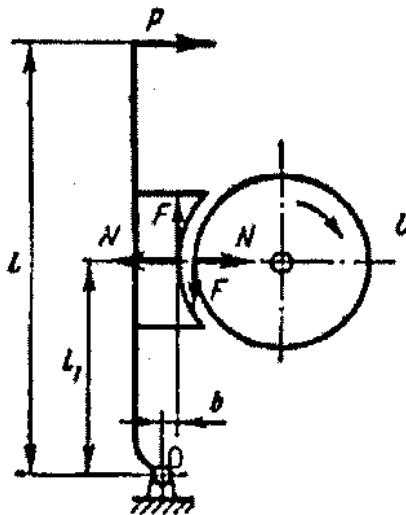
Մեխանիզմի էլեկտրաշարժիչն ու դրա արգելակի էլեկտրամագնիսը զուգահեռաբար միացված են նույն էլեկտրական շղթայում: Էլեկտրաշարժիչը միացնելիս գործադրվում է նաև էլեկտրամագնիսը, որի խարիսխը 8, ձգվելով կոճի կողմից, սեղմում է ձգիչը՝ արդյունքում սեղմելով զսպանակը 10: Չսպանակի սեղմմամբ կանգնակներն ազատվում են, որոնք իրենց ծանրության ուժերի և լծակի 11 ու ճարմանդի 9 միջև տեղավորված սեղմված օժանդակ զսպանակի ուժի ազդեցությամբ հեռանում են միմյանցից՝ իրենց հետ տանելով նաև կոճղակները: Արգելանիվից կոճղակների հավասարաչափ հեռացումն ապահովում է 5 կարգավորիչ հեղույսը:

Երկարընթաց, նորմալ փակ տիպի երկկոճղակավոր արգելակը վերը նկարագրվածից տարբերվում է լծակային համակարգով: Կարճընթաց, էլեկտրամագնիսով արգելակներն ավելի արդյունավետ են աշխատում, քան երկարընթաց արգելակները, քանի որ առաջինների մոտ փոքր է արգելակային համակարգի շարժվող մասերի զանգվածը և բացակայում է լծակային համակարգը, որի շնորհիվ չկա մեծ թվով բացակների ազդազերծման անհրաժեշտություն: Երկարընթաց արգելակի թերություններն են մեծ եզրաչափքերն ու մեծաքանակ հողային միացումների հետևանքով լծակային համակարգի մեծ պարապընթացքը:

Կոճղակավոր արգելակների լծակային համակարգի գումարային դեֆորմացիան, անկախ շարժաբերի տեսակից, չպետք է գերազանցի ձգիչի նորմալ ընթացքի 10%-ից: Արգելակի

չափերն ու դրա շարժաբերի հզորությունը փոքրացնելու, ինչպես նաև մեծ արգելակման մոմենտ ստանալու համար օգտագործվում են հատուկ շփանյութեր, որոնք օժտված են մեծ շփման գործակցով, բարձր մաշակայունությամբ ու ջերմակայունությամբ: Շփական վրադիրները կոճղակներին ամրացնում են գամերով կամ սոսնձագամման եղանակներով:

Կոճղակավոր արգելակների հաշվարկը: Ամբարձիչ մեքենաների մեխանիզմներում հիմնականում օգտագործում են միակոճղակավոր և երկկոճղակավոր արգելակներ: Վերջիններիս օգնությամբ արգելանիվի լիսեռը կանգնեցնելու համար անհրաժեշտ է դրա ℓ երկարությամբ կանգնակների ծայրերին ազդել P ուժով, որը N_i ուժով կոճղակները սեղմելով արգելանիվին, դրա շփման մակերևույթում կառաջացնի $F_i = N_i \cdot f$ շփման ուժերը (նկ.7.23.): Լիսեռը կարգելափակվի, եթե շփման ուժերի ստեղծած մոմենտն անվի վրա գերազանցի դրա լիսեռի ստատիկ պտտող մոմենտին:



Նկ.7.23. Միակոճղակավոր արգելակի հաշվարկային սխեման:

Միակոճղակավոր արգելակով /նկ.7.23/ արգելանվի լիսեռը կանգնեցնելու համար անհրաժեշտ է դրա ℓ երկարությամբ կանգնակի ծայրին ազդել P ուժով: Վերջինս, N ուժով կոճղակը սեղմելով արգելանվին, դրա շփման մակերևույթում կառաջացնի $F = N \cdot f$ շփման ուժը: Լիսեռը կարգելակվի, եթե շփման ուժի ստեղծած մոմենտն անվի վրա գերազանցի դրա լիսեռի ստատիկ պտտող մոմենտին: Արգելանվի վրա նշված մոմենտների հավասարության պայմանից կարելի է որոշել արգելակման մոմենտի արժեքը.

$$T_w = Nf \frac{D}{2} , \quad (7.55)$$

որտեղից կոճղակն անիվին սեղմող ուժի արժեքը կլինի.

$$N = \frac{2T_w}{fD} \quad (7.56)$$

Արգելակը փակող ուժը որոշում են կանգնակի հավասարակշռության $\Sigma M_0 = 0$ պայմանից.

$$N\ell_1 - P\ell \pm Fb = 0 \quad (7.57)$$

Տեղադրելով F -ի արժեքը կստանանք.

$$N\ell_1 - P\ell \pm Nfb = 0 , \quad (7.58)$$

որտեղից

$$P = \frac{N}{\ell} (\ell_1 \pm fb) , \quad (7.59)$$

որտեղ դրական նշանը համապատասխանում է ժամացույցի սլաքի շարժման ուղղությամբ արգելանվի պտույտին, իսկ բացասականը՝ հակառակ ուղղությամբ պտույտին:

Ժամացույցի սլաքի շարժմանը հակառակ ուղղությամբ անվի պտույտի և $\ell_1 = fb$ դեպքում ստացվում է $P = 0$, այսինքն արգելակը դառնում է ինքնաշխատ: Այս դեպքում դժվար է ապահովել արգելակման մոմենտի պահանջվող արժեքն ու արգելակման անվտանգությունը, քանի որ f -ի արժեքը հաստատուն չէ: Այս արգելակի մյուս թերությունն էլ այն է, որ N ուժը լիսեռի վրա ստեղծում է լրացուցիչ ծող մոմենտ՝

մեծացնելով լիսեռի և դրա հենարանների չափերը: Դրա համար էլ միակոճղակավոր արգելակներն օգտագործում են հազվադեպ՝ ձեռքի շարժաբերով մեխանիզմներում: Առավել կիրառական են երկկոճղակավոր արգելակները, որոնք զերծ են նշված թերություններից:

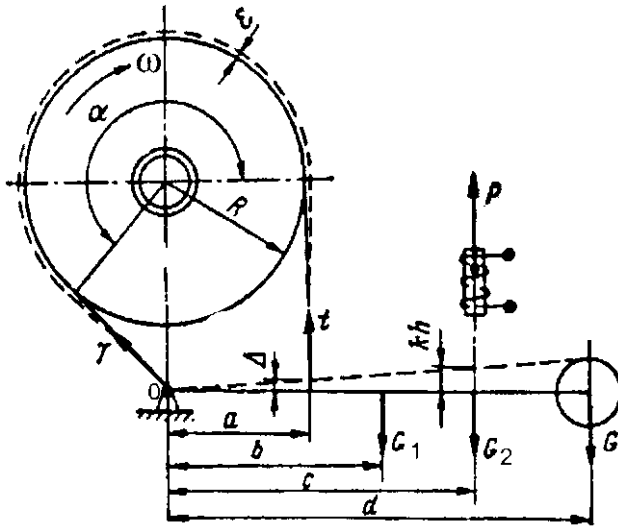
7.5.3.2. ԺԱՊԱՎԵՆԱՅԻՆ ԱՐԳԵԼԱԿՆԵՐ

Ժապավենային արգելակները օգտագործվում են գյուղատնտեսական մեքենաներում, տրակտորներում, ամբարձիչ մեխանիզմներում, կարապիկավոր սարքավորումներում և այլն: Ժապավենային արգելակներն ավելի փոքրաչափ են, քան կոճղակավորները, օգտագործվում են արգելակման մեծ մոմենտների դեպքում, ինչպես նաև խմբային շարժաբերով մեքենաներում: Քանի որ ընդգրկման անկյան սահմաններում ճնշումը բաշխվում է անհավասարաչափ՝ առաջացնելով վրադիրի անհավասարաչափ մաշ, և անիվի լիսեռն էլ բեռնավորվում է միակողմանի լրացուցիչ բեռնվածքով, ուստի ժապավենային արգելակներն օգտագործում են այն մեխանիզմներում, որտեղ հնարավոր չէ կիրառել կոճղակավոր արգելակներ:

Ժապավենային արգելակներում արգելակումն իրականացվում է ժապավենի և սկավառակի միջև առաջացող շփման ուժի շնորհիվ: Շփման ուժը մեծացնելու նպատակով ժապավենի վրա ամրացվում են շփական նյութերից պատրաստված շրջադիրներ:

Տարբերում են ժապավենային արգելակների հետևյալ սկզբունքային սխեմաները՝ պարզ, դիֆերենցիալ, գումարող և երկկողմանի գործողությամբ:

Պարզագույն ժապավենային արգելակ: Այս արգելակները միակողմանի գործող արգելակներ են և այդ պատճառով դրանք գործադրվում են բեռ բարձրացնող մեխանիզմներում: Պարզագույն ժապավենային արգելակի ժապավենի մի ծայրը ամրացվում է հողակապին, իսկ մյուս ծայրը՝ լծակին:



Նկ.7.24. Պարզագույն ժապավենային արգելակի
հաշվարկային սխեմա:

Թմբուկը ժամսլաքի ուղղությամբ պտտվելիս առնու առանցքի մոտ ճիգը ժապավենում $e^{i\alpha}$ անգամ ավելի մեծ է, քան ժապավենի լծակին ամրացված ծայրում, հետևաբար, արգելակման մոմենտը $e^{i\alpha}$ անգամ փոքր կստացվի: Պտտման ուղղության փոխվելու դեպքում ժապավենի ճյուղերում ճիգերի մեծությունները կփոխեն իրենց տեղերը և արգելակման մոմենտը կմեծանա $e^{i\alpha}$ անգամ: Դրա համար էլ պարզ ժապավենային արգելակն օգտագործում են այն մեխանիզմներում, որտեղ արգելակում կատարվում է միայն մեկ ուղղությամբ:

Արգելակման անհրաժեշտ մոմենտ ստեղծելու համար ծանրոցի G զանգվածը որոշվում է լծակի հավասարակշռության պայմանից $\Sigma M = 0$:

$$G = \frac{1}{d \cdot g} \left[t \frac{a}{\eta} - (G_1 b + G_2 c) g \cdot \eta \right] \quad (7.60)$$

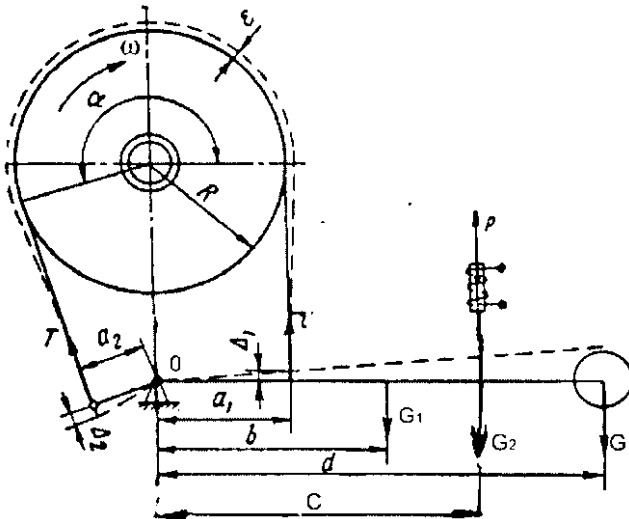
որտեղ η -ն լծակային համակարգի Օ.Գ.Գ-ն է, $\eta = 0,90...0,96$, a -ն, b -ն, c -ն, d -ն՝ համապատասխան ուժերի բազուկները, G_1 , G_2 -ը՝ լծակի և էլեկտրամագնիսի խարիսխի զանգվածները:

Պարզ ժապավենային արգելակի արգելակման մոմենտը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$M_w = (e^{\mu\alpha} - 1) \frac{D}{2} \cdot \frac{(G_1 b + G_2 C + G d) \cdot g}{a} \eta \quad (7.61)$$

Դիֆերենցիալ ժապավենային արգելակ (նկ.7.25): Այս արգելակները կիրառվում են ձեռքի շարժաբերով բեռ բարձրացնող մեխանիզմներում, քանի որ արգելանիվի տարբեր ուղղությամբ պտտվելու դեպքում նրանց լծակի վրա ազդող g ուժի մեծությունը փոխվում է:

Դիֆերենցիալ արգելակի ժապավենի ծայրերը ամրացված են լծակին՝ նրա հողակապի տարբեր կողմերի վրա: Որպես թերություն պետք է նշել, որ նշված արգելակները սահուն չեն աշխատում: Այս արգելակները նույնպես միակողմանի գործողությամբ են:



Նկ.7.25. Դիֆերենցիալ ժապավենային արգելակի հաշվարկային սխեմա:

Դիֆերենցիալ արգելակի ծանրոցի զանգվածը որոշվում է լծակի վրա ազդող ուժերի հավասարակշռության $\Sigma M = 0$ պայմանից:

$$G = \frac{1}{d \cdot g} \left[t \frac{a_1}{\eta} - (T a_2 + G_1 g b + G_2 g c) \eta \right] \quad (7.62)$$

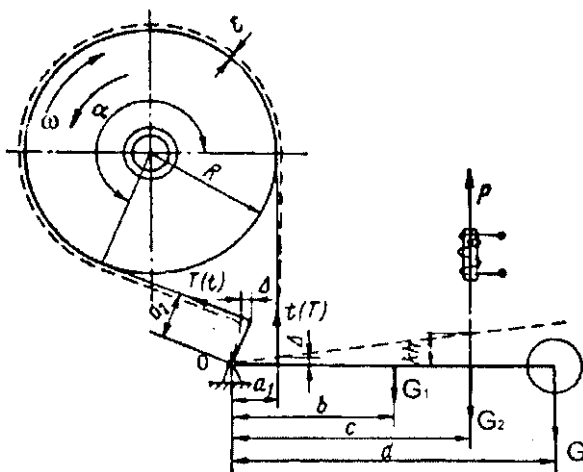
որտեղ a_1 -ը, a_2 -ը - համապատասխանաբար t և T ճիգերի բազուկներն են:

Դիֆերենցիալ ժապավենային արգելակի արգելակման մոմենտը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$M_w = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a_1 - a_2 e^{\mu\alpha}} (G_1 b + G_2 c + G d) \frac{D \cdot g}{2} \cdot \eta \quad (7.63)$$

a_1 և a_2 բազուկները ճիշտ ընտրելիս արգելակող ծանրոցի զանգվածը G կարելի է հասցնել նվազագույնի, որի շնորհիվ դիֆերենցիալ արգելակները կիրառվում են մեծ բեռնվածության պայմաններում արգելակում իրականացնելու համար: Շփման գործակցի փոփոխականությունն առաջացնում է արգելակի անբավարար աշխատանք, որի հետևանքով այն սահմանափակ կիրառություն ունի:

Գումարող ժապավենային արգելակ (նկ.7.26): Այս արգելակներն առավելապես օգտագործում են այն մեխանիզմներում, որտեղ անվի պտտման ուղղությունից անկախ պահանջվում է հաստատուն արգելակման մոմենտ: Գումարող ժապավենային արգելակի ժապավենի ծայրերը ամրացված են արգելակի լծակի պտտման առանցքի նույն կողմում: Այդ պատճառով լծակի վրա ազդող արգելակող մոմենտը կախված չէ արգելանիվի պտտման ուղղությունից:



Նկ. 7.26. Գումարող ժապավենային արգելակի հաշվարկային սխեմա:

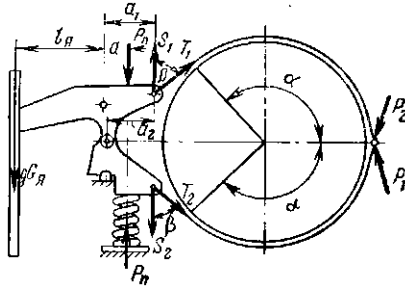
Գումարող ժապավենային արգելակի ծանրոցի զանգվածը որոշվում է լծակի հավասարակշռության $\Sigma M = 0$ պայմանից.

$$G = \frac{1}{d \cdot g} [t(a_2 e^{\mu\alpha} + a_1) / \eta - (G_1 b + G_2 c) g \cdot \eta] \quad (7.64)$$

Գումարային ժապավենային սրգելակի արգելակման մոմենտը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$M_{\text{ս}} = (G_1 b + G_2 c + G d) g \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a_2 e^{\mu\alpha} - a_1} \frac{D}{2} \cdot \eta \quad (7.65)$$

Երկկողմանի գործողության ժապավենային արգելակ (նկ.7.27): Երկկողմանի գործողության արգելակը իրենից ներկայացնում է երկու պարզ ժապավենային արգելակների համատեղում: Այս արգելակում հաջողությամբ լուծված է երկկողմանի արգելակման, փոկանիվի լիսեռի բեռնաթափման, մեծ ընդգրկման անկյուն (մինչև 320°) ապահովելու խնդիրը:



Նկ.7.27. Երկժապավենավոր արգելակի սխեմա:

Բերված սխեման, անվի պտտման ուղղությունից անկախ, թույլ է տալիս ստանալ հաստատուն արգելակման մոմենտ:

Այս արգելակների արգելակող ուժն, անվի միևնույն տրամագծի և ընդգրկման անկյան դեպքում, գումարային ժապավենավոր արգելակի արգելակման ուժից փոքր է $(e^{\mu\alpha} + 1)$ անգամ:

ԳԼՈՒԽ 8. ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԸ

8.1. ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ

ԱՇԽԱՏԱՆՔԸ ԶԿԱՅՈՒՆԱՑԱԾ ՌԵԺԻՄՆԵՐՈՒՄ

Ամբարձիչ մեքենաների մեխանիզմների էլեկտրաշարժիչները ընտրում են կայունացած ռեժիմների հզորությանը համապատասխան: Սակայն շարժաբերի գործարկման ժամանակահատվածում էլեկտրաշարժիչի հզորությունը ծախսվում է ոչ միայն բեռի բարձրացման ու մեխանիզմի մասերի շարժման դիմադրության ուժերի հաղթահարման, այլև բեռի ու մեխանիզմի մասերի արագացման վրա, այսինքն այն աշխատում է գերբեռնված: Էլեկտրաշարժիչը երկարատև գերբեռնված ռեժիմներում աշխատելիս կարող է տաքանալ չափից ավել և շարքից դուրս գալ:

Գերբեռնված ռեժիմներում կարող են աշխատել նաև արգելակները: Արգելակման ժամանակ մեխանիզմների համընթաց շարժվող և պտտվող մասերի կինետիկ էներգիաները առաջ են բերում դինամիկական բեռնվածություններ, որոնց հաղթահարման հետևանքով արգելակները գերտաքանում են, և մեծանում են արգելակման ժամանակն ու ճանապարհը:

Վերը նշված թերությունների վերացման համար, ամբարձիչ մեքենաների մեխանիզմների հաշվարկման ժամանակ կատարում են նաև ստուգողական հաշվարկ նրանց չկայացած աշխատանքային ռեժիմներում: Որպես անկայուն աշխատանքային ռեժիմներ համարվում են մեխանիզմների գործարկման ու կանգառի ժամանակահատվածները:

Բեռի բարձրացման մեխանիզմի օրինակով դիտարկենք չկայունացած աշխատանքային ռեժիմների ազդեցությունը:

Շարժաբերի գործարկման ժամանակահատվածում էլեկտրաշարժիչը բեռի բարձրացման դիմադրության ուժերի մոմենտի հաղթահարելուց բացի պետք է զարգացնի լրացուցիչ ոլորող մոմենտ բեռի ու մեխանիզմի շարժվող մասերի իներցիոն ուժերի հաղթահարման համար, այսինքն

$$T_q = T_{\text{ստ}} + T_i = T_u + T_i' + T_i'' \quad (8.1)$$

որտեղ՝ T_q -ն էլեկտրաշարժիչի զարգացրած ոլորող մոմենտն է գործարկման ժամանակ Ն մ,

$T_{\text{ստ}}$ -ն էլեկտրաշարժիչի լիսեռի վրա բարձրացվող բեռի կողմից ստեղծվող ստատիկ մոմենտն է, Ն մ,

T_i' -ն՝ համընթաց շարժվող մասերի (բեռ, ճոպանի կախոցի մեխանիզմ, բեռաբռնիչ հարմարանք) գումարային դինամիկական մոմենտը,

T_i'' -ն՝ մեխանիզմի պտտվող մասերի (թմբուկ, ռեդուկտոր, արգելակ, էլեկտրաշարժիչ) գումարային դինամոդրոյան մոմենտը, Ն մ:

Էլեկտրաշարժիչի լիսեռի վրա ստատիկ մոմենտի մեծությունը, որն անհրաժեշտ է թմբուկով բարձրացվող բեռի դինամոդրոյան մոմենտը հաղթահարելու համար կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով.

$$T_{\text{ստ}} = \frac{T_p}{i\eta_p} = \frac{GgD_p a}{2m i \eta \eta_p} \quad (8.2)$$

որտեղ T_p -ն բարձրացվող բեռի մոմենտն է թմբուկի լիսեռի վրա, Ն մ, a -ն թմբուկին ամրացված ճոպանի ճյուղերի թիվն է, m -ը բազմաճախարակի պատիկությունն է, η -ն, η_p -ն համապատասխանաբար մեխանիզմի ու բազմաճախարակի Օ.Գ.Գ. - ն i -ն ռեդուկտորի փոխանցման թիվը:

Այժմ որոշենք մեխանիզմի թափառքի ժամանակ համընթաց շարժվող մասերի գումարային դինամոդրոյան մոմենտը T_i' :

Բավարար ճշտությամբ կարող ենք ընդունել, որ գործարկման ժամանակ բեռի շարժումը, հավասարաչափ արագացող է, այսինքն բեռի արագությունը աճում է ուղղագծորեն, իսկ արագացումը հաստատուն է:

Բարձրացման ժամանակ G զանգվածով բեռի դինամիկական մոմենտը էլեկտրաշարժիչի լիսեռի վրա կլինի.

$$T_1' = \frac{GD_{\text{p}}}{2mi\eta\eta_{\mu}} \cdot \frac{V}{t} \quad (8.3)$$

որտեղ V -ն բեռի բարձրացման արագությունն է մ/վ, t -ն՝ գործարկման ժամանակը, վ:

Բեռի բարձրացման արագությունը V արտահայտելով էլեկտրաշարժիչի պտտման հաճախությամբ կստանանք.

$$V = \frac{\pi D_{\text{p}} n_2}{60im} \quad (8.4)$$

Տեղադրելով արագության V արժեքը (8.4) հավասարումից (8.3) հավասարման մեջ կստանանք մեխանիզմի համընթաց շարժվող մասերի դինամիկական մոմենտը:

$$T_1' = \frac{\pi GD_{\text{p}}^2 n_{\beta}}{2 \cdot 60m^2 i^2 \eta \eta_{\mu}} = \frac{GD_{\text{p}}^2 n_{\beta}}{38,2m^2 i^2 t \eta_0} \quad (8.5)$$

Մեխանիզմի պտտվող մասերի դինամիկական մոմենտը կարելի է որոշել հետևյալ բանաձևով.

$$T_1'' = I\varepsilon = G_{\omega} \rho^2 \varepsilon = \frac{G_{\omega} D^2}{4} \cdot \varepsilon \quad (8.6)$$

որտեղ I -ն պտտվող մասերի իներցիայի մոմենտն է, ε -ը՝ գործարկման ժամանակ պտտվող մասերի միջին անկյունային արագացումն է վ⁻², ρ -ն՝ իներցիայի շառավիղը մ, $\rho = \frac{D}{2}$,

G_{ω} -ն՝ պտտվող մասերի զանգվածը, կգ:

Ամբարձիչի յուրաքանչյուր մեխանիզմ իրենից ներկայացնում է տարբեր զանգվածով ու տարբեր արագությամբ պտտվող մասերի համադրում, և դրանց բոլորի դինամիկական մոմենտների առանձին-առանձին հաշվարկը շատ բարդ է: Դրա համար հաշվարկների ժամանակ այն փոխարինում են համարժեք դինամիկական մոմենտ ստեղծող համակարգով, որը պտտվում է էլեկտրաշարժիչի լիսեռի արագությամբ, այսինքն

$$\sum (GD_i^2)_{\omega_{\text{un}}} = \delta (GD^2)_2 \quad (8.7)$$

որտեղ $\Sigma(GD_i^2)_{\text{սյուն}}$ - մեխանիզմի պտտվող մասերի գումարային թափային մոմենտն է, δ -ն՝ գործակից, որը հաշվի է առնում փոխանցիչ մեխանիզմի պտտվող մասերի ազդեցությունը դինամիկական մոմենտի վրա, $(GD^2)_2$ -ն էլեկտրաշարժիչի լիսեռի վրա գտնվող զանգվածների (ռոտոր, ագույց) թափային մոմենտն է, որի արժեքը բերվում է էլեկտրաշարժիչների տեղեկագրքերում:

Տեղադրելով (8.7) արտահայտությունը (8.6) բանաձևի մեջ կստանանք էլեկտրաշարժիչի լիսեռի վրա բերված դինամիկական մոմենտի մեծությունը, որն անհրաժեշտ է պտտվող մասերին արագացում հաղորդելու համար.

$$T_1'' = \delta \frac{(GD^2)_2 \varepsilon}{4} \quad (8.8)$$

Հաշվի առնելով, որ արագացումը ε հաստատուն է, ապա կարող ենք գրել

$\varepsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{\pi n_2}{30t}$ և տեղադրելով (8.8) արտահայտության մեջ կստանանք.

$$T_1'' = \delta \frac{(GD^2)_2 n_2}{38,2t} \quad (8.9)$$

Հետևաբար էլեկտրաշարժիչի գործարկման մոմենտը կարող ենք որոշել (8.1) արտահայտության մեջ տեղադրելով $T_{\text{սյուն}}$, T_1' , T_1'' արժեքները (8.2), (8.5) և (8.9) հավասարումներից

$$T_q = T_{\text{սյուն}} + T_1' + T_1'' = \frac{GgD_p a}{2mi\eta_0} + \frac{GgD_p^2 n_\beta}{38,2m^2 i^2 t \eta_0} + \delta \frac{(GD^2)_\beta \acute{a}_\beta}{38,2t} \quad (8.10)$$

Մեխանիզմի էլեկտրաշարժիչի գործարկման ժամանակ բեռի բարձրացման արագացումը ε փոփոխական է և գործարկման առավելագույն մոմենտը հաշվարկայինից մեծ կլինի

$$T_{q,\text{առ.}} \approx 1,33T_q \quad (8.11)$$

Հետևաբար էլեկտրաշարժիչի գործարկման ժամանակ գերբեռնվածության գործակիցը կլինի

$$\psi_{\text{տն}} = \frac{1,33T_q}{T_{\text{տն}}} \leq [\psi] \quad (8.12)$$

որտեղ $[\psi]$ -ն շարժիչի թույլատրելի գերբեռնվածության գործակիցն է, որի մեծությունը բերվում է կատալոգներում, $T_{\text{տն}}$ - շարժիչի անվանական մոմենտն է:

Էլեկտրաշարժիչի ընտրության ժամանակ անհրաժեշտ է ձգտել, որ նրա հզորությունը մոտ լինի ատատիկ հզորությանը:

Եթե ընտրված էլեկտրաշարժիչի հզորությունը զգալիորեն մեծ է հաշվարկայինից, ապա անհրաժեշտ է հաշվել մեխանիզմի թափառի իրական ժամանակը, ըստ որի հաշվարկել արագացման միջին մեծությունը և համեմատել արագացման թույլատրելի արժեքի հետ:

Թափառի իրական ժամանակը որոշվում է հետևյալ բանաձևով

$$t' = \frac{n_{\beta}}{38,2(T'_q - T_{\text{տն}})} \left[\frac{(GD^2)_p}{m^2 i^2 \eta_0} + \delta (GD^2)_{\beta} \right] \quad (8.13)$$

որտեղ T'_n -ը ընտրված էլեկտրաշարժիչի գործարկման մոմենտն է: Հետևաբար արագացման մեծությունը կլինի

$$a = \frac{V}{t'} \leq [a]$$

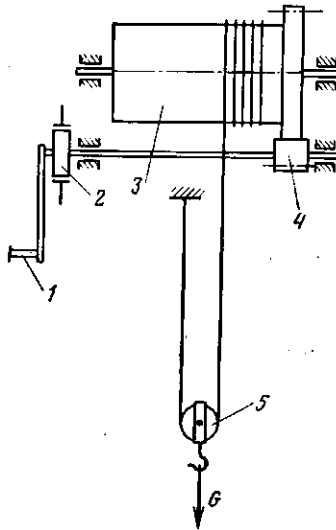
որտեղ $[a]$ -ն բեռի բարձրացման մեխանիզմի թույլատրելի արագացման մեծությունն է, որի մեծությունը սահմանվում է կոունկի տեսակից կախված և տատանվում է $[a] = 0,1...0,8$ մ/վրկ²:

8.2. ԲԵՌԻ ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Բեռի բարձրացման մեխանիզմը կարող է լինել ձեռքի շարժաբերով և էլեկտրամեխանիկական:

8.2.1. ՁԵՌՔԻ ՇԱՐԺԱԲԵՐՈՎ ԲԵՌԻ ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄ

Մեխանիզմի սխեման բերված է նկ.8.1-ում: Այն բաղկացած է բռնակից 1, արգելակից 2, թմբուկից 3, ատամնավոր փոխանցիչից 4, կեռի կախոցից 5:



*Նկ.8.1 Ձեռքի շարժաբերով բեռի բարձրացման
մեխանիզմի սխեմա.*

*1-բռնակ, 2-արգելակ, 3-թմբուկ, 4-ատամնավոր փոխանցիչ,
5-ճախարակ:*

Ճոպանի մի ծայրը ամրացված է թմբուկին, իսկ ճախարակից դուրս եկող ծայրը՝ մեխանիզմի շրջանակին:

Բռնակից շարժումը փոխանցվում է թմբուկին ատամնավոր փոխանցիչով: Թմբուկը պտտվում է և ճոպանը փաթաթվելով նրա վրա բարձրացնում է կամ իջեցնում կեռից կախված բեռը:

Ձեռքի շարժաբերով բեռի բարձրացման մեխանիզմի հաշվարկը ներառում է ճոպանի հաշվարկը և ընտրությունը, թմբուկի

տրամագծի ու երկարության հաշվարկը, բռնակի վրա կիրառվող ուժի մեծության ու բռնակի լծակի երկարության հաշվարկը, արգելակի հաշվարկն ու ընտրումը:

Հաշվարկման համար որպես ելակետային տվյալներ տրվում են բարձրացվող բեռի զանգվածը G և բարձրացման բարձրությունը H :

Ըստ բեռնամբարձության ընտրում են կեռի կախոցի սխեման (բազմաճախարակը, նրա պատիկությունը) և որոշում ճիգը ճոպանի ճյուղերում: Սովորաբար ընտրում են միակի ճախարակ $m=2$ պատիկությամբ, երբեմն էլ, փոքր բեռնամբարձության ժամանակ կեռը անմիջապես ամրացնում են ճոպանին:

Ճոպանում ճիգի մեծությունը որոշելուց հետո հաշվարկում են խզող ճիգի մեծությունը և կատալոգից ընտրում համապատասխան ճոպան: Այնուհետև հաշվարկում են թմբուկի տրամագիծն ու երկարությունը, մոմենտի մեծությունը թմբուկի վրա $T_p = SD_p / 2$: Հաշվարկում են բանվորի կողմից բռնակի օգնությամբ ատամնավոր փոխանցիչի լիսեռի վրա ստեղծվող ոլորող մոմենտը հետևյալ բանաձևով.

$$T_p = P_p \ell$$

որտեղ P_p -ն բանվորի գործադրած ուժի մեծությունն է, կարճատև (մինչև 5 րոպե) աշխատանքի ժամանակ ընդունում են $P_p = 250$ Ն, իսկ երկարատև աշխատանքի համար $P_p = 150$ Ն, ℓ -ը բռնակի լծակի երկարությունն է, սովորաբար $\ell = 250...350$ մմ:

Այնուհետև հաշվում են մեխանիզմի փոխանցման թիվը.

$$i = \frac{T_p}{T_\mu \eta} = \frac{SD_p}{2P_\mu \ell \eta} \quad (8.14)$$

որտեղ η -ն մեխանիզմի Օ.Գ.Գ.-ն է, ընդունում են $\eta = 0,8...0,85$: Ըստ հաշվարկային փոխանցման թվի ընտրում են համապատասխան ռեդուկտոր, կամ բաց ատամնավոր փոխանցիչ և կատարում նրա հաշվարկը:

Հաշվարկում են արգելակման մոմենտի մեծությունը հետևյալ բանաձևով

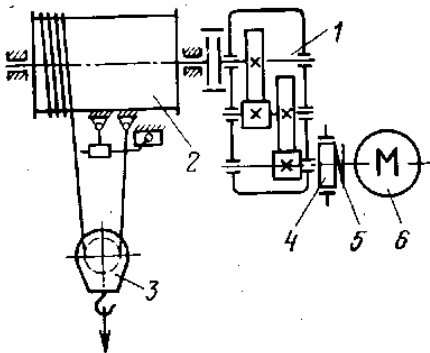
$$T_w = K_w T_p$$

որտեղ K_w -ն արգելակման պաշարի գործակից, համաձայն գործող նորմատիվների ընդունում են $K_w = 1,5$:

Ըստ հաշվարկային արգելակման մոմենտի T_w մեծության կատալոգից ընտրվում է արգելակ:

8.2.2. ԷԼԵԿՏՐԱՀԱՂՈՐԴԱԿՈՎ ԲԵՌԻ ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Էլեկտրահաղորդակով բեռի բարձրացման մեխանիզմը (նկ.8.2) բաղկացած է ռեդուկտորից 1, թմբուկից 2, կեռի կախցից 3, արգելակից 4, ագույցից 5, էլեկտրաշարժիչից 6: Էլեկտրաշարժիչի լիսեռը ռեդուկտորի արագընթաց լիսեռին միացված է վռանամատնավոր ճկուն կցորդիչով, որի կիսակցորդիչի վրա տեղակայված է արգելակ: Սովորաբար որպես արգելակնիվ օգտագործվում է ռեդուկտորի լիսեռին նստած կիսակցորդիչը, որպեսզի կցորդիչի մատների շարքից դուրս գալիս արգելակը գործի և բեռը վայր չընկնի:



Նկ.8.2. Էլեկտրահաղորդակով բեռի բարձրացման մեխանիզմի սխեմա.

1-ռեդուկտոր, 2-թմբուկ, 3-կեռ, 4-արգելակ, 5-կցորդիչ, 6-էլեկտրաշարժիչ:

Ռեդուկտորի դանդաղընթաց լիսեռը թմբուկին միացած է կցորդիչով:

Բեռի բարձրացման մեխանիզմի հաշվարկի համար որպես էլակետային տվյալներ տրվում են՝ բեռնամբարձությունը՝ G , տ, բեռի բարձրացման բարձրությունն H մ ու արագությունը V մ/ր և մեխանիզմի աշխատանքային ռեժիմը:

Հաշվարկը կատարվում է հետևյալ հերթականությամբ: Տրված բեռնամբարձության հիման վրա ընտրվում է կեռի կախոցի սխեման ու բազմաձախարակի պատիկությունը՝ m : Խորհուրդ է տրվում ընտրել միակի բազմաձախարակ՝ $m=2$ պատիկությամբ, երբ բեռնամբարձությունը $G=3$ տ: Երբ բեռնամբարձությունը՝ $G=5...10$ տ՝ կրկնակի բազմաձախարակ $m=2$ պատիկությամբ և երբ $G=15...30$ տ՝ ընտրել կրկնակի բազմաձախարակ $m=4$ և ավելի:

Այնուհետև հաշվարկվում է ճիգի մեծությունը ճոպանում (7.26) բանաձևով, հաշվարկվում է ճոպանը խզող ճիգի մեծությունը (2,5) բանաձևով և ըստ խզող ճիգի կատալոգից ընտրվում է ճոպանի տրամագիծը d :

Հաշվարկվում է թմբուկի տրամագիծը (7.29) բանաձևով և թմբուկի երկարությունը (7.32) կամ (7.33) բանաձևով կախված բազմաձախարակի տեսակից:

Այնուհետև հաշվարկվում է թմբուկը ըստ ամրության (7.35) կամ (7.36) բանաձևով:

Կատարվում է ճոպանի ծայրը թմբուկին ամրացնելու եղանակի ընտրություն, որն ապահովի ճոպանի ամրացման հուսալիություն ու ստուգման մատչելիություն: Հաշվարկվում է ճոպանի ծայրը թմբուկին սեղմող թիթեղի հեղույսների վրա ազդող ձգող ուժի մեծությունը (7.38) բանաձևով և ըստ այդ ուժի մեծության հաշվարկվում է հեղույսը (7.39) բանաձևով:

Այնուհետև հաշվարկվում է բեռի բարձրացման մեխանիզմի էլեկտրական շարժիչի ստատիկ հզորությունը հետևյալ բանաձևով.

$$N = \frac{(G + G_1)gV}{1000\eta} \quad (8.15)$$

որտեղ G -ն բարձրացվող բեռի զանգվածն է, կգ, G_1 -ը կեռի կախոցի զանգվածը, V -ն՝ բեռի բարձրացման արագությունը, մ/վ, η -ն՝ մեխանիզմի Օ.Գ.Գ.-ն:

Ըստ հաշվարկային հզորության և աշխատանքային ռեժիմի կատալոգից ընտրում են համապատասխան էլեկտրաշարժիչ և նրա պտուտաթիվը n_z :

Հաշվարկվում է թմբուկի պտտման հաճախությունը հետևյալ բանաձևով.

$$n_p = \frac{60Vm}{\pi D_p} \quad (8.16)$$

Այնուհետև հաշվարկվում է շարժահաղորդ մեխանիզմի ռեդուկտորի փոխանցման թիվը հետևյալ բանաձևով.

$$i = \frac{n_2}{n_p} \quad (8.17)$$

Ըստ հաշվարկային փոխանցման թվի i կատալոգից ընտրվում է համապատասխան հզորության ռեդուկտոր:

Հաշվարկման հաջորդ քայլը արգելակային մոմենտի հաշվարկն է ու արգելակի ընտրումը: Բեռի բարձրացման մեխանիզմը պետք է ապահովված լինի ավտոմատ երկկողմանի գործողության արգելակով: Արգելակման մոմենտի մեծությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$M_w = M_u + M_\eta \quad (8.18)$$

որտեղ M_u -ն բեռի ծանրության ուժի կողմից էլեկտրա-շարժիչի լիսեռի վրա ստեղծվող ստատիկ մոմենտն է, M_η -ն՝ արգելակման ժամանակ շարժվող բեռի ու մեխանիզմի պտտվող մասերի կինետիկ էներգիայից առաջացող դինամիկական մոմենտը:

$$M_u = \frac{GgD_p\eta}{2mi} \quad (8.19)$$

Դինամիկական մոմենտի հաշվարկը բավականին բարդ է, դրա համար արգելակման մոմենտի մեծությունը, որով կատարվում է արգելակի ընտրությունը, որոշում են արգելակման ապահովության գործակցի K_w և արգելակման ստատիկ մոմենտի միջոցով հետևյալ բանաձևով.

$$M_3 = K_3 M_{\text{է}} \quad (8.20)$$

Համաձայն Տեխնիկայի անվտանգ շահագործման պետական կոմիտեի նորմատիվների K_w -ի արժեքը կախված ամբարձիչ մեքենայի շահագործման ռեժիմից բերված է ստորև.

Աշխատանքի ռեժիմը	K_w
Թեթև	1,5
Միջին	1,75
Ծանր	2,0
Առավել ծանր	2,5

8.3. ՏԵՂԱՇԱՐԺՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐ

8.3.1. ՏԵՂԱՇԱՐԺՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՍԽԵՄԱՆԵՐԸ

Տեղաշարժման մեխանիզմներն ապահովում են կոունկի կամ բեռնասայլակի տեղաշարժը հորիզոնական ուղիներով: Կախված մեքենայի տեսակից տարբերում են ռելսավոր, անռելս և ճոպանային ուղիներով շարժվող տեղաշարժման մեխանիզմներ:

Ռելսային ճանապարհով շարժվում են կամրջաձև, դարպասային, աշտարակավոր, երկաթուղային կոունկները, շարժական տալերը և բեռնասայլակները: Անռելս ճանապարհով շարժվում են անիվավոր և թրթուրավոր ընթացքային մասով սլաքավոր կոունկները: Ճոպանային ուղիով շարժվում են մալուխային կոունկների բեռնասայլակները:

Ընդհանուր առմամբ տեղաշարժման մեխանիզմները բաղկացած են լինում էլեկտրաշարժիչից, գանձիչից, արգելակից, շրջանակի վրա անշարժ ամրացված առիններից, որոնց վրա պլատ-տվում են ընթացքային անիվները:

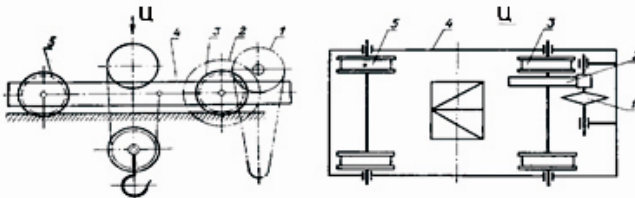
Ռելսուղիով տեղաշարժվող ամբարձիչ մեքենաներում կիրառվում են երկու տեսակի տեղաշարժման մեխանիզմներ. ա/շարժաբեր ընթացանիվներով և բ/ճոպանային կամ շղթայավոր քարշանքով:

Ամբարձիչ մեքենաների ու բեռնասայլակների տեղաշարժման մեխանիզմներն ունեն մեխանիկական շարժաբեր, իսկ փոքր բեռնամբարձության ամբարձիչ մեքենաները, սովորաբար՝ ձեռքի շարժաբեր (նկ.8.3):

Մեխանիզմը տեղակայված է շրջանակի 4 վրա, որն ունի երկուական շարժաբեր 3 և ազատ պտտվող՝ 5 անիվ: Շարժաբեր անիվները 3 շարժման մեջ են դրվում քարշանիվով 1 շղթայի կամ բռնակի օգնությամբ:

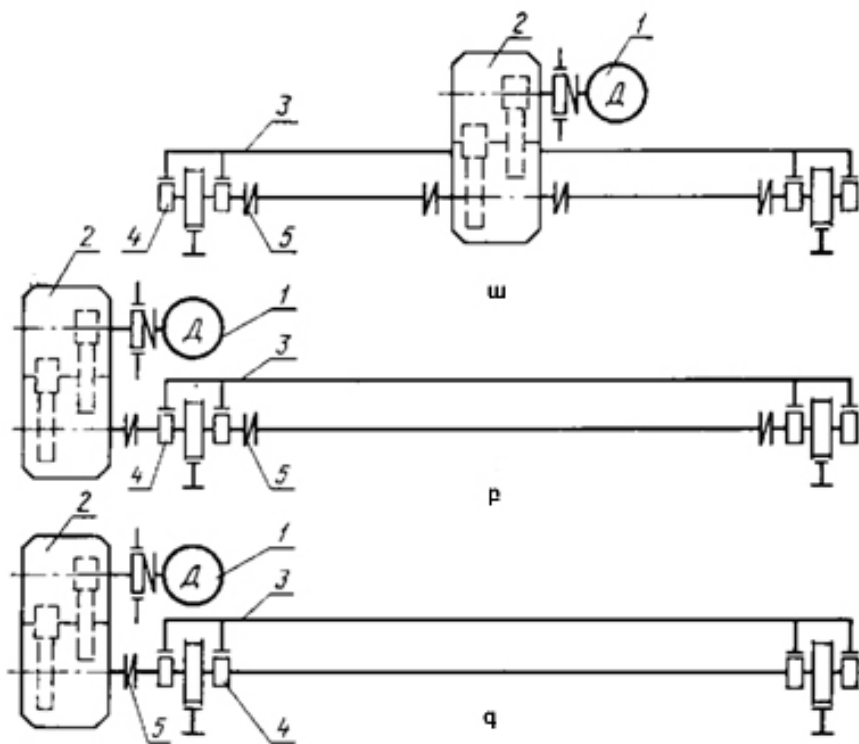
Ժամանակակից ամբարձիչ մեքենաների վրա կիրառվում են ռեդուկտորային շարժաբերով մեխանիզմներ (նկ.8.4):

Բեռնասայլակի տեղաշարժման մեխանիզմներում, որոնք պատկերված են 8.4.ա,բ նկարներում, բոլոր ընթացքային անիվները տեղակայված են անկախ և նորոգման կամ փոխանակման ժամանակ հեշտությամբ կարելի է հանել շրջանակի վրայից:



Նկ.8.3. Ձեռքի շարժաբերով բեռնասայլակի տեղաշարժման մեխանիզմի սխեմա.

1-քարշանիվ, 2-ատամնավոր փոխանցիչ, 3-շարժաբեր անիվ, 4-շրջանակ, 5-անիվ:



Նկ.8.4. Բեռնասայլակի էլեկտրահաղորդակով տեղաշարժման մեխանիզմների սխեմաներ.

ա-կենտրոնական շարժաբերով, բ-հաղորդակի բարձակավոր տեղակայումով, գ-ընդհանուր հաղորդիչ լիսեռով;

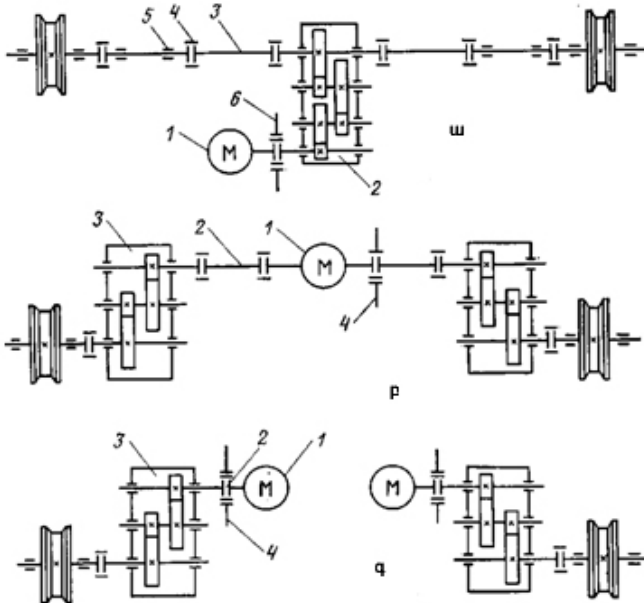
1-էլեկտրաշարժիչ, 2-գանձիչ, 3-բեռնասայլակի շրջանակ, 4-առանցքակալ, 5-ազույց:

Վերջին տարիներին լայն տարածում են ստացել առանձին շարժաբերով տեղաշարժման մեխանիզմները (նկ.8.5.գ), որոնց մոտ կռունկի յուրաքանչյուր տանող անիվ ունի առանձին շարժաբեր: Այսպիսի շարժաբերներն օգտագործում են դարպասային և աշտարակավոր կռունկներում:

Բեռնասայլակի մեխանիզմը, որը պատկերված է 8.4.գ նկարում ընթացքային անիվները նստած են մեկ ամբողջական լիսեռի

վրա: Լիսեռի վերջնամասում ագույցի օգնությամբ միացած է ռեդուկտորը էլեկտրաշարժիչի հետ միասին: Այդպիսի հարմարադասման ժամանակ մեխանիզմը ստացվում է պարզ, թեթև, սակայն նորոգման ժամանակ անհրաժեշտ է շրջանակի վրայից հանել լիսեռը երկու անիվների հետ միասին:

Կամրջաձև կռունկների տեղաշարժման մեխանիզմը կարող է լինել կենտրոնացված (նկ.8.5.ա, բ) կամ առանձին (նկ.8.5.գ) շարժաբերով:



Նկ. 8.5. Կամրջաձև կռունկների տեղաշարժման մեխանիզմի սխեմաներ.

ա-կենտրոնացված դանդաղընթաց տրանսմիսիոն լիսեռով, 1- էլեկտրաշարժիչ, 2- ռեդուկտոր, 3- լիսեռ, 4- ագույց, 5- առանցքակալ, 6- արգելակ,

բ-կենտրոնացված արագընթաց տրանսմիսիոն շարժաբերով, 1- էլեկտրաշարժիչ, 2- միջանկյալ լիսեռ, 3- ռեդուկտոր, , 4-արգելակ,

գ-առանձին շարժաբերով, 1-էլեկտրաշարժիչ, 2-ագույց, 3- ռեդուկտոր, 4- արգելակ:

Կենտրոնացված շարժաբերներում (նկ.8.5.ա) էլեկտրաշարժիչը տեղակայվում է կամրջի միջնամասում: Ռեդուկտորից շարժումը ընթացքային անիվներին փոխանցվում է տրանսմիսիոն լիսեռի օգնությամբ: Տվյալ սխեմայի թերությունը լիսեռների մեծ զանգվածն է: Այդ թերությունը վերացնելու համար տրանսմիսիոն լիսեռները տեղակայում են էլեկտրաշարժիչի և ռեդուկտորների միջև, իսկ ընթացքային անիվները նստեցվում են ռեդուկտորների ելքի լիսեռի վրա: Այս սխեմայի ժամանակ լիսեռները արագընթաց են և փոխանցում են փոքր ոլորող մոմենտ, հետևաբար տրամագիծը և զանգվածը կստացվի փոքր:

8.3.2. ՏԵՂԱՇԱՐԺՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Տեղաշարժման մեխանիզմի հաշվարկի համար որպես էլակետային տվյալներ տրվում են՝ բեռնասայլակի (կամ կռունկի) զանգվածը, բեռնամբարձությունը, տեղաշարժման արագությունը, թռիչքը և աշխատանքի ռեժիմը:

Հաշվարկի արդյունքում ընտրվում են մեխանիզմի էլեկտրաշարժիչը, ռեդուկտորը, արգելակը և ընթացքային անիվները:

Առաջին հերթին ընտրում են ընթացքային անիվների տեսակն ու տրամագիծը: Աշխատանքի անվտանգության ապահովման համար կիրառվում են միայն երկպոլունկ անիվներ:

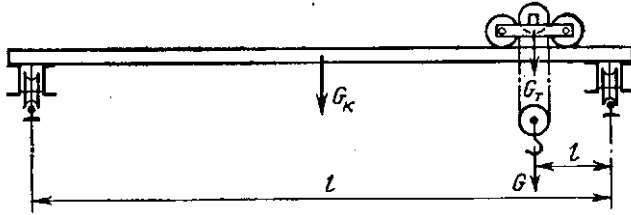
Անիվի տրամագիծն ու ռելսի պրոֆիլը ընտրվում է աղյուսակից ըստ բեռնվածության: Միմետրիկ կախված բեռով քառանիվ սայլակի համար մեկ անիվի վրա բեռնվածությունը կլինի

$$P = \frac{G + G_u}{4} g, \text{ կգ} \quad (8.21)$$

որտեղ G -ն կռունկի բեռնամբարձությունն է, կգ, G_u -ն սայլակի զանգվածը, կգ:

Կամրջաձև կռունկների տեղաշարժման մեխանիզմի անիվների վրա բեռնվածությունը փոփոխական է ու կախված է բեռնասայլակի դիրքից: Անիվի վրա ամենամեծ բեռնվածությունը առա-

ջանում է, երբ բեռնասայլակը գտնվում է կռունկի թռիչքի եզրամասում (նկ.8.6) և որոշվում է հետևյալ բանաձևով.



Նկ.8.6. Կամրջաձև կռունկի անիվների վրա ազդող ուժերի սխեմա:

$$P = \frac{G_y g}{4} + \frac{(G + G_u)g}{2} \cdot \frac{L - \ell}{L} \quad (8.22)$$

որտեղ G_y -ն կռունկի զանգվածն է, կգ, L - կռունկի թռիչքը, մ, ℓ - բեռի հեռավորությունը ռելսից:

Այնուհետև հաշվարկվում է բեռնասայլակի (կամ կռունկի) տեղաշարժման դիմադրության ուժը: Շարժման դիմադրության ուժը իրենից ներկայացնում է ընթացքային անիվների սոնիներում, ռելսերի վրա անիվների գլորման և անվապռունկների ու ռելսերի միջև դիմադրության ուժերի գումար և որոշվում է հետևյալ բանաձևով

$$W_{\text{տ}} = (G + G_u)g \frac{df + 2k}{D_{\text{տ}}} k_{\text{տ}} \quad (8.23)$$

որտեղ G_u -ն սայլակի (կռունկի) զանգվածն է, կգ, $D_{\text{տ}}$ -ն ընթացքային անիվի տրամագիծը, մ, g -ն ազատ անկման արագացումը, մ/վ², d -ն սոնու տրամագիծը, սայլակների համար $D_{\text{տ}}/d = 4...6$, իսկ կռունկների համար $D_{\text{տ}}/d = 6...8$, f -ը անիվի և սոնու միջև շփման գործակիցն է, $f = 0,08...0,1$ սահքի առանցքակալների համար և $f = 0,015...0,2$ գլորման առանցքակալների համար, k -ն անիվի գլորման դիմադրության գործակիցն է, $k = 0,5...0,6$ մմ, $k_{\text{տ}}$ -ն գործակից, որը հաշվի է

առնում ընթացքային անիվի անվապտունկի և ռելսի միջև շփման ուժը, սայլակների համար $k=1,2,...1,3$, կռունկների համար $k=1,3,...1,5$:

Կռունկի ու տեղափոխվող բեռի վրա ազդող քամու դիմադրության ուժը որոշվում է հետևյալ բանաձևով

$$W_p = q(kF_q + F_p), \quad (8.24)$$

որտեղ q -ն քամու ճնշման ուժն է, համաձայն գործող նորմաների ընդունում են $q=150\text{ն/մ}^2$, k -ն աներողինամիկական գործակից, $k=1,2$, F_q -ն ու F_p -համապատասխանաբար կռունկի ու բեռի քամհարվող մակերեսն է, մ^2 : Քամու դիմադրության ուժը հաշվարկում են այն կռունկների համար, որոնք աշխատում են դրսում:

Սայլակի (կռունկի) շարժման գումարային դիմադրության ուժը կլինի

$$W_q = W_u + W_p \quad (8.25)$$

Աշխատանքի կայունացած ռեժիմում տեղաշարժման մեխանիզմի շարժիչի ստատիկ հզորությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$N = \frac{W_q \cdot V}{1000 \cdot \eta_d} \quad (8.26)$$

որտեղ W_q - լրիվ ստատիկ դիմադրությունն է, V -ն՝ ամբարձիչ մեքենայի կամ սայլակի շարժման արագությունը, մ/վ , η_d -ն՝ տեղաշարժման մեխանիզմի շարժաբերի Օ.Գ.Գ.-ն ,

Հստ հաշվարկային հզորության և աշխատանքային ռեժիմի կատալոգից ընտրվում է համապատասխան n_z պտուտաթվով էլեկտրաշարժիչ:

Այնուհետև հաշվարկում են ընթացքային անիվների պտուտաթիվը հետևյալ բանաձևով

$$n_w = \frac{60V_u}{\pi D_w} \quad (8.27)$$

որտեղ V_u -ն բեռնասայլակի (կռունկի) շարժման արագությունն է մ/վ:

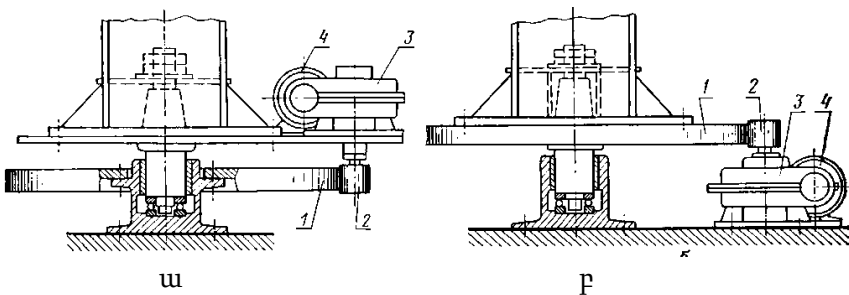
Հաշվարկվում է տեղաշարժման մեխանիզմի ռեդուկտորի փոխանցման թիվը՝ և կատալոգից ընտրվում է ռեդուկտոր:

$$i = \frac{n_2}{n_{\omega}} \quad (8.28)$$

8.4.ԴԱՐՁԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐ

8.4.1.ԴԱՐՁԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ

Դարձի մեխանիզմը նախատեսված է ուղղաձիգ առանցքի շուրջը ամբարձիչ մեքենայի պտտվող մասի պտույտը ապահովելու համար: Դարձի մեխանիզմը կարող է տեղակայվել ինչպես ամբարձիչի պտտվող, այնպես էլ անշարժ մասի վրա (նկ.8.7):



Նկ.8.7. Ամբարձիչ մեքենայի դարձի մեխանիզմի սխեմա.

ա) մեխանիզմը տեղակայված է շարժվող մասի վրա,

բ) մեխանիզմը տեղակայված է անշարժ մասի վրա

1-ատամնապսակ, 2-ատամնանիվ, 3-ռեդուկտոր, 4-էլեկտրաշարժիչ:

Առաջին դեպքում կռունկի անշարժ մասի վրա (նկ.8.7 ա) տեղակայված է ատամնապսակ 1, որը կառչման մեջ է գտնվում շարժաբերի ատամնանիվի 2 հետ: Երկրորդ դեպքում ատամ-

նապասկը 1 ամրացված է կռունկի պտտվող մասի վրա, իսկ շարժաբեր մեխանիզմը՝ անշարժ մասի վրա:

Բոլորից լայն կիրառություն են ստացել կռունկի պտտվող մասի վրա տեղակայված դարձի մեխանիզմները: Կռունկի պըտտըվող մասի $\omega = 0,1...0,4 \text{վ}^{-1}$ անկյունային արագությամբ պըտըտման և էլեկտրաշարժիչի $n_2 = 750...1000$ պտ/րոպ պտուտաթվերի դեպքում անհրաժեշտ է ունենալ բավականին մեծ փոխանցման թվով շարժաբեր:

Դրա համար էլ ամբարձիչի դարձի մեխանիզմի համար ընտրվում է որդնակավոր, կամ պլանետար ռեդուկտոր, որոնք փոքր եզրաչափքերի հետ ունեն մեծ փոխանցման թիվ:

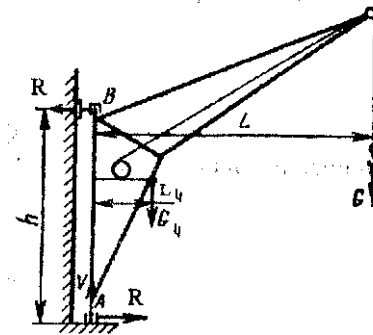
Քանի որ ամբարձիչ մեքենայի պտտվող մասերի դարձի ժամանակ շարժման մեջ են դրվում մեծ զանգվածներ, ուստի ինքնաարգելակման համակարգի առկայության դեպքում կարող են առաջանալ պտտվող զանգվածից դեպի շարժաբեր ուղղված մեծ բեռնվածքներ: Դրա համար դարձի մեխանիզմները պատրաստում են պտտող մոմենտի առավելագույն արժեքը սահմանափակող շփական կցորդիչով:

Սահմանային մոմենտի ապահովիչ սարքը գործում է այն դեպքում, երբ շարժիչի զարգացրած մոմենտը 15...20%-ով գերազանցում է իր անվանական արժեքը:

8.4.2. ԴԱՐՁԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Պտտվող սյունով կռունկի դարձի մեխանիզմների համար բնութագրական է վերին, ստորին առանցքակալային հենարանների և կրնկատակի առկայությունը: Վերին առանցքակալային հենարանն ամրացված է պատին և իր վրա վերցնում է միայն հորիզոնական ուժեր, իսկ ստորինը՝ հատակի հիմքին իր վրա վերցնում է ինչպես հորիզոնական, այնպես էլ ուղղաձիգ ուժեր: Փոքր բեռնամբարձությամբ դարձովի կռունկների պտտումը հաճախ կատարվում է ձեռքով: Կռունկի բեռնամբարձության

$G > 2$ տ դեպքում օգտագործվում է էլեկտրական շարժաբեր: Դարձովի կռունկի սխեման բերված է նկ.8.8-ում:



Նկ.8.8 Դարձովի կռունկի հաշվարկային սխեմա:

Ամբարձիչ մեքենայի պտտվող մասի դարձի դիմադրության ընդհանուր մոմենտը կլինի.

$$M_{\eta} = M_{\psi} + M_u + M_{\psi} \quad (8.29)$$

որտեղ M_{η} -ն դարձի դիմադրության ընդհանուր մոմենտն է, Նմ, M_{ψ} - ն՝ դարձի դիմադրության մոմենտը վերին հենարանում, Նմ, M_u - ն՝ դարձի դիմադրության մոմենտը ստորին հենարանում, Նմ, M_{ψ} - ն՝ դարձի դիմադրության մոմենտը կրնկատակում, Նմ:

Ամբարձիչ մեքենայի ստորին հենարանում դարձյակն աշխատում է ծոման և սեղմման լարումների ազդեցության տակ: Ծոման լարումներն առաջանում են հենարանի վրա ազդող R ուժից, իսկ սեղմման լարումները՝ ուղղաձիգ V ուժից: Վերին հենարանի դարձյակն աշխատում է ծոման լարումների ազդեցության տակ, որոնք առաջանում են հորիզոնական R ուժից:

Ամբարձիչի ստորին և վերին հենարաններում ազդող R և V ուժերի որոշման համար A կետի նկատմամբ կազմվում է ազդող ուժերի մոմենտների հավասարում.

$$\Sigma M_A = 0, \quad (G + G_1) \cdot g \cdot L + G_y \cdot g \cdot L_y - Rh = 0$$

որտեղից կստանանք

$$R = \frac{(G + G_1) \cdot L + G_y \cdot L_y}{h} g \quad (8.30)$$

որտեղ G -ն բարձրացվող բեռի զանգվածն է, կգ, G_1 -ը՝ կեռի կախոցի հանգույցի զանգվածը, կգ, G_y -ն՝ կռունկի պտտվող մասի զանգվածը, կգ, L_y -ն՝ կռունկի պտտվող մասի ծանրության կենտրոնի հեռավորությունը պտտման առանցքից, L -ը՝ կռունկի սլաքի թռիչքը, h - ը՝ վերին և ստորին հենարանների միջև եղած հեռավորությունը:

Ուղղաձիգ ուղղությամբ կրնկատակի վրա ազդող V ուժի մեծությունը կլինի.

$$V = (G + G_u + G_y)g \quad (8.31)$$

որտեղ G_u -ն սայլակի սեփական զանգվածն է, կգ:

Շփման մոմենտների մեծությունները համապատասխանաբար կլինեն.

$$\text{վերին հենարանում՝ } M_y = R \cdot f \cdot \frac{d_1}{2} \quad (8.32)$$

$$\text{ստորին հենարանում՝ } M_u = R \cdot f \cdot \frac{d_2}{2} \quad (8.33)$$

$$\text{կրնկատակում՝ } M_y = R \cdot f \cdot \frac{d_3}{2} \quad (8.34)$$

որտեղ f -ը շփման գործակիցն է առանցքակալում. սահքի առանցքակալի համար $f = 0,1 \dots 0,12$, գլորման առանցքակալի համար $f = 0,025 \dots 0,035$: d_1 -ը, d_2 -ը, d_3 -ը համապատասխանաբար վերին, ստորին դարձյակների և կրնկատակի բերված տրամագծերն են. Հաշվարկների ժամանակ ընդունվում է $d_1 = (100 \dots 200)$ մմ, $d_2 = (60 \dots 150)$ մմ, $d_3 = (60 \dots 80)$ մմ:

Ամբարձիչ մեքենայի պտտվող մասի դարձը ձեռքով կատարելիս ձեռքի ուժի մեծությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$P = \frac{M_{\eta}}{L \sin \alpha} \quad (2.35)$$

որտեղ P -ն կիրառվող ուժն է, $P = 200 \dots 300$ Ն, α -ն ձեռքով կիրառվող ուժի կազմած անկյունն է ուղղաձիգ առանցքի հետ՝ $\alpha = 45^\circ$:

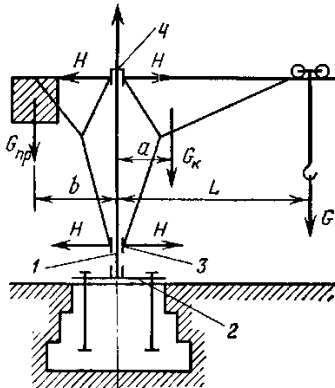
Դարձի մեխանիզմի շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$N = \frac{M_{\eta} \omega}{1000 \eta} \quad (8.36)$$

որտեղ ω -ն կռունկի դարձի անկյունային արագությունն է, η -ն դարձի մեխանիզմի ընդհանուր Օ.Գ.Գ.-ն է՝ $\eta = 0,75 \dots 0,80$:

8.4.3. ԱՆՇԱՐԺ ՍՅՈՒՆՈՎ ԿՌՈՒՆԿԻ ԴԱՐՁԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Անշարժ սյունով կռունկների (նկ.8.9.) հիմնական հենարանային հանգույցը անշարժ սյունն է 1, որն ամրացված է հիմքի սալին 2:



Նկ.8.9. Անշարժ սյունով կռունկի հաշվարկային սխեմա
1- անշարժ սյուն, 2-հիմքի սալիկ, 3-ստորին դարձյակ, 4-վերին դարձյակ:

Կռունկի ֆերման հենվում է անշարժ սյունին վերին և ստորին դարձյակների հանգույցների օգնությամբ:

Սյան վրա ծող մոմենտի ու հենարանների վրա հորիզոնական բեռնվածությունների նվազեցման համար կռունկի կառուցվածքում կիրառվում է հակակշիռ, որը նպաստում է նաև կռունկի կայունացման մեծացմանը: Հակակշիռի զանգվածը ընտրվում է այնպես, որ նրա կողմից սյան վրա ստեղծվող ծող մոմենտը հավասար լինի սյան վրա կռունկի սեփական զանգվածից առաջացած ծող մոմենտին:

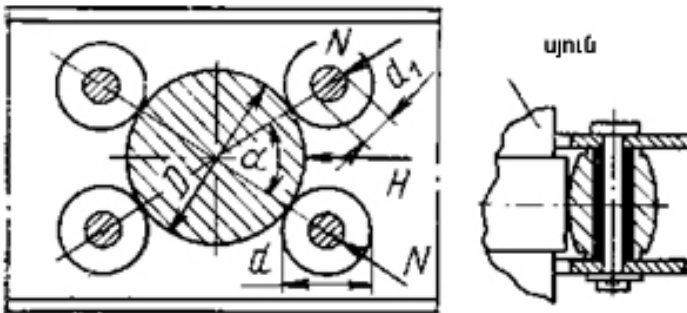
Կռունկի սյան վրա ազդող ծող մոմենտի մեծությունը բեռի առկայության դեպքում կլինի

$$M_{\text{ծող}} = GgL + G_y ga - G_h gb, \quad (8.37)$$

Իսկ ծող մոմենտը բեռի բացակայության ժամանակ կլինի

$$M'_{\text{ծող}} = G_h gb - G_y ga, \quad (8.38)$$

որտեղ G -ն, G_y -ն և G_h -ն համապատասխանաբար բեռի, կռունկի և հակակշիռի զանգվածներն են:



Նկ.8.10. Անշարժ սյունով կռունկի ստորին և վերին հենարանի վրա ազդող ուժերի սխեմա:

Կռունկի աշխատանքային կայունության տեսանկյունից անհրաժեշտ է, որ

$$M_{\partial n} = M'_{\partial n} \quad \text{կամ}$$

$$GgL + G_y ga - G_h gb = G_h gb - G_y ga \quad (8.39)$$

որտեղից որոշվում է հակակշռի զանգվածի մեծությունը.

$$G_h = \frac{GL}{2b} + \frac{G_y a}{b} \quad (8.40)$$

Կռունկի ստորին հենարանը, սովորաբար, բաղկացած է երկու կամ չորս հոլովակավոր պահունակից (նկ.8.10):

Քանի որ կռունկի ցանկացած դիրքում բեռնվածությունը ընկնում է ստորին հենարանի երկու հոլովակի վրա, ապա կարող ենք գրել .

$$N = \frac{H}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (8.41)$$

որտեղ N -ը հոլովակի վրա ազդող նորմալ ուժն է, H -ը՝ ստորին հենարանում հակազդող ուժը, α -ն՝ հոլովակների ա-ռանցքների միջին անկյունը:

Ստորին հենարանում հակազդման ուժը H որոշվում է նախորդ օրինակի համանմանությամբ:

Հոլովակների զլորման դիմադրության ուժը կարելի է որոշել հետևյալ արտահայտությամբ.

$$W = 2N \frac{(2k + d_1 f)}{d}, \quad (8.42)$$

որտեղ k -ն հոլովակի զլորման դիմադրության գործակիցն է, d -ն և d_1 -ը համապատասխանաբար հոլովակի և հոլովակի սոնու տրամագծերն են, f -ը՝ հոլովակի և սոնու միջև շփման գործակիցը:

Կռունկի դարձի դիմադրության մոմենտի մեծությունը կորոշվի հետևյալ արտահայտությամբ.

$$M_\eta = W \frac{D}{2} = \frac{H}{\cos \frac{\alpha}{2}} \frac{2k + d_1 f}{d} \frac{D}{2} \quad (8.43)$$

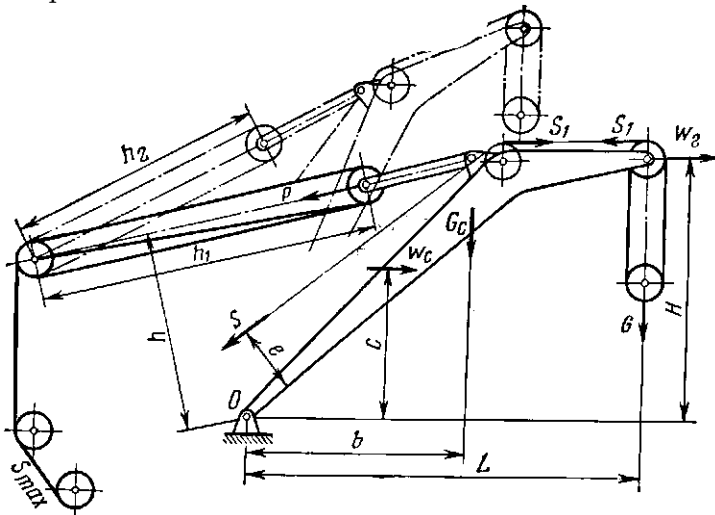
որտեղ D -ն սյան դարձյակի տրամագիծն է, որի վրա պտտվում են հոլովակները:

Ստորին հենարանի հոլովակները պատրաստում են կամ գլանաձև կամ տակառաձև: Տակառաձև հոլովակները պատրաստում են ավելի հաճախ, որովհետև նրանք ավելի քիչ զգայուն են կռունկի թեքման ժամանակ:

8.5. ԹՈՒՉՔԻ ՓՈՓՈԽՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԸ

8.5.1. ԹՈՒՉՔԻ ՓՈՓՈԽՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ

Դարձովի, սլաքավոր, այդ թվում նաև աշտարակավոր ամբարձիչ մեքենաներում բարձրացվող բեռն ամբարձիչի սլաքի երկայնքով փոխադրում են թռիչքի փոփոխման մեխանիզմի օգնությամբ: Թռիչքը կարելի է փոփոխել ինչպես տեղաշարժվող բեռնասայլակով, այնպես էլ սլաքի թեքության անկյան փոփոխմամբ:



Նկ.8.11. Սլաքի թռիչքի փոփոխման մեխանիզմի սխեմա:

Սլաքի թեքության անկյունը փոփոխում են երկու եղանակով և ըստ սլաքի հետ կապի մեխանիզմի տարբերում են.

1. Ճկուն կինեմատիկ կապով, որոնք իրենց հերթին ունենում են տարբեր կառուցվածքային սխեմաներ և օգտագործվում են ընդհանուր և հատուկ նշանակության ամբարձիչներում:

2. Կոշտ կինեմատիկ կապով, որոնցում թռիչքը փոխում են սլաքի բարձրացմամբ ու իջեցմամբ կամ սլաքի հատվածամասերի դուրս հրմամբ ու ներքաշմամբ:

Ճկուն կինեմատիկ կապով թռիչքի փոփոխման մեխանիզմներն աշխատում են բեռնամբարձ մեխանիզմի սխեմայով:

Սլաքի հետ կոշտ կինեմատիկ կապով թռիչքի փոփոխման մեխանիզմները լինում են ճոճվող ուղղորդներով, պտուտակային, հիդրոհրիչով, սեկտորային և շուռտվիկաշարժաթևային: Ներկայումս լայնորեն տարածված են կոշտ կինեմատիկ կապով և հիդրավլիկ շարժաբերով թռիչքի փոփոխման մեխանիզմները:

8.5.2. ԹՌԻՉՔԻ ՓՈՓՈԽՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ

Ճկուն կապով թռիչքի փոփոխման մեխանիզմի հաշվարկային սխեմայում (նկ.8.11) սլաքի բազմաձախարակի ճոպանի ճյուղերի գումարային P ուժի արժեքը որոշվում է սլաքի հավասարակշռության պայմանից ($\Sigma M_0 = 0$).

$$GgL + G_c gb - Ph - Sc + W_r H + W_c \cdot C = 0 \quad (8.46)$$

որտեղ G -ն, G_c -ն համապատասխանաբար բարձրացվող բեռի և սլաքի զանգվածներն են: S -ը բեռնամբարձ մեխանիզմի ճոպանի ճիգն է, W_r -ն և W_c -ն՝ աշխատանքային պայմաններում բեռի ու սլաքի վրա ազդող քամու ճնշման ուժերը, L , b , h , e , C -ն՝ համապատասխանաբար ուժերի ազդման բազուկները (8.46) հավասարումից կստանանք.

$$P = \frac{GgL + G_c gb - Sc + W_r H + W_c \cdot C}{h} \quad (8.47)$$

Սլաքի L առավելագույն թռիչքի դեպքում բազմաձախարակի թմբուկի վրա փաթաթվող ճոպանի $S_{\max}$ առավելագույն ճիգը որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$S_{\max} = \frac{P}{\eta_p \cdot \eta \cdot m} \quad (8.48)$$

որտեղ η_p -ն բազմաճախարակի Օ.Գ.Գ.-ն է, η -ն՝ ուղղորդ ճախարակի Օ.Գ.Գ. -ն, m -ը՝ բազմաճախարակի պատիկությունը:

Թմբուկի վրա ճոպանի փաթաթման արագությունը որոշում են՝ ելնելով նրանից, որ բազմաճախարակի շարժական և անշարժ ճախարակների առանցքների միջև եղած հեռավորությունը փոքրանում է $\Delta\ell = \ell_1 - \ell_2$ չափով: Այս դեպքում ճոպանի փաթաթման միջին արագությունը կլինի.

$$V_k = \frac{\Delta\ell \cdot m}{t} \quad (8.49)$$

որտեղ t - ն թռիչքի փոփոխման ժամանակն է, $\Delta\ell \cdot m$ -ը՝ թմբուկի վրա փաթաթվող ճոպանի երկարությունը:

Շարժիչի առավելագույն հզորությունը (Կվտ) կայունացված շարժման ժամանակ առավելագույնի թռիչքին համապատասխանող $S_{\max}$ ճիգի (Ն) դեպքում որոշվում է հետևյալ բանաձևով.

$$N_{\max} = \frac{S_{\max} \cdot V_k}{1000\eta_d}, \text{ կՎտ} \quad (8.50)$$

որտեղ η_d -ն սլաքային մեխանիզմի (կարապիկի) Օ.Գ.Գ.-ն է:

Սլաքի ամենաբարձր դիրքը սահմանափակվում է թեքության համար նախատեսված եզրային անջատիչով: Այդ դեպքում սլաքի վրա ազդող ստատիկ և դինամիկ բեռնվածքներից, ինչպես նաև քամու ճնշման ուժից սլաքը հետ շրջվելու վտանգին ենթակա չէ:

Թռիչքի փոփոխման մեխանիզմում տեղադրվում է նորմալ փակ տեսակի արգելակ, որի արգելակման պաշարի գործակիցն ընդունվում է երկուսից ոչ պակաս: Այս դեպքում արգելակի լիսեռի վրա սլաքի և անվանական բեռի ծանրության ուժերից ու քամու ազդեցությունից առաջացած ստատիկ մոմենտը որոշվում

8.5.3. ԿՌՈՒՆԿԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ՕՐԻՆԱԿ

Հաշվարկել տրակտորների նորոգման արհեստանոցի, դարձովի կռունկ: Կռունկի սխեման պատկերված է նկ.8.12-ում. Բեռնամբարձությունը՝ $G=2,5$ տ, բեռի բարձրացման արագությունը՝ $V_1=10$ մ/րոպ, բարձրացման բարձրությունը՝ $H=3$ մ, բեռնասայլակի շարժման արագությունը՝ $V_2=30$ մ/րոպ, դարձի անկյունային արագությունը՝ $\omega=0,5$ վ⁻¹, սլաքի թռիչքը $L=3$ մ, աշխատանքի ռեժիմը “միջին”:

I. Բեռի բարձրացման մեխանիզմի հաշվարկը.

231

$$S_{\omega n} = \frac{G}{m \cdot \eta} \cdot g, \text{ Ն:}$$

Քանի որ կեռը կախվում է ճոպանից առանց ճախարակի, ապա $m = 1$, իսկ $\eta = 0,98$:

$$S_{\omega n} = \frac{2500 \cdot 9,81}{1 \cdot 0,98} = 25025,5 \text{ Ն:}$$

2. Հաշվարկվում է ճոպանը խզող ուժի մեծությունը $S_{\text{խ}} \geq S_{\omega n} \cdot n$, Ն բանաձևով, որտեղ n -ը ճոպանի ամրության պաշարի գործակիցն է: Միջին աշխատանքի ռեժիմի համար $n = 5,5$:

$$S_{\text{խ}} = S_{\omega n} \cdot n = 25025,5 \cdot 5,5 = 137640,3 \text{ Ն:}$$

Ճոպանների կատալոգից ըստ $S_{\text{խ}}$ ուժի մեծության ընտրում ենք $d = 17,5$ մմ տրամագծով ճոպան:

3. Հաշվարկվում է թմբուկի և ճախարակների տրամագիծը $D_p = d \cdot c_1$, մմ բանաձևով: Միջին աշխատանքի ռեժիմի համար $c_1 = 25$:

$$D_p = 17,5 \cdot 25 = 437,5 \text{ մմ, ընդունենք թմբուկի տրամագիծը } D_p = 450 \text{ մմ:}$$

4. Հաշվարկվում է թմբուկի երկարությունը.

$$L = \left(\frac{H \cdot m}{\pi D_p} + 7 \right) t, \text{ մմ:}$$

Թմբուկի առվակների քայլը .

$$t = d + (2 \dots 3) d = 17,5 + 2,5 = 20 \text{ մմ:}$$

$$\text{Թմբուկի երկարությունը } L = \left(\frac{3000 \cdot 1}{3,14 \cdot 450} + 7 \right) \cdot 20 = 182,5 \text{ մմ:}$$

5. Հաշվարկվում է թմբուկը ըստ ամրության: Քանի որ թմբուկի երկարությունը $L < 3D_p$, ապա նրանում գերակշռում են սեղմման լարումները և թմբուկը հաշվարկվում է ըստ սեղմման հետևյալ բանաձևով.

$$\sigma_u = \frac{S_{\omega n}}{\delta \cdot t} \leq [\sigma]_u$$

Թուշից ձուլված թմբուկի համար ծոման թույլատրելի լարումը $[\sigma]_u = 140 \dots 150$ ՄՊա: Ընտրվում է թմբուկի պատի հաստությունը՝ $\delta = 12$ մմ և կատարվում է ստուգողական հաշվարկ.

$$\sigma_u = \frac{25025,5}{12 \cdot 20} = 104,3 \text{ ՄՊա}$$

Հետևաբար թմբուկի ամրությունն ապահովված է:

6. Հաշվարկվում է թմբուկին ճոպանի ծայրի ամրացումը: Հաշվարկվում է ճոպանում ճիգի մեծությունը ամրացնող թիթեղի մոտ, ընդունելով, որ թմբուկի վրա մշտապես փաթաթված է ճոպանի երկու պահուստային գալար.

$$S_0 = \frac{S_{\omega n}}{e^{\mu \alpha}} = \frac{25025,5}{e^{0,14 \cdot \pi}} = 7129,8 \text{ Ն}$$

Հաշվարկվում է թիթեղը ճոպանին սեղմող ուժի մեծությունը, որն անհրաժեշտ է ճոպանի և թմբուկի միջև անհրաժեշտ շփման ուժ ստանալու համար.

$$N = \frac{S_0}{2\mu} = \frac{7129,8}{2 \cdot 0,1} = 35649 \text{ Ն:}$$

Հաշվարկվում է թիթեղը ճոպանին սեղմող հեղույսների պարուրակի ներքին տրամագիծը.

$$d_1 = \sqrt{\frac{4N \cdot k}{\pi \cdot z \cdot [\sigma]_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35649 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 4 \cdot 120}} = 11,09 \text{ մմ:}$$

Ընտրվում է հեղույս, որի $d_1 = 12$ մմ:

7. Կատարվում է կեռի ընտրություն: Կատալոգից ըստ բեռնամբարձության ընտրվում է կեռ, որի պոչամասի պարուրակի տրամագիծը՝ $d_0 = 36$ մմ:

8. Հաշվարկվում է բեռի բարձրացման մեխանիզմի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը.

$$N = \frac{G \cdot g}{1000\eta} V = \frac{2500 \cdot 9,81}{1000 \cdot 0,87 \cdot 60} \cdot 10 = 4,7 \text{ կՎտ}$$

Էլեկտրաշարժիչների տեղեկագրից ընտրում ենք MT-31-8 էլեկտրաշարժիչը, որի հզորությունը $N = 6,3 \text{ կՎտ}$ և պտուտաթիվը $n_2 = 712 \text{ պտ/ր}$:

9. Հաշվարկվում է թմբուկի պտուտաթիվը.

$$n_p = \frac{V \cdot m}{\pi D_p} = \frac{10 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,45} = 7,1 \text{ պտ/ր} :$$

10. Հաշվարկվում է շարժաբերի ռեդուկտորի փոխանցման թիվը

$$i = \frac{n_2}{n_p} = \frac{712}{7,1} = 100,3$$

Տեղեկագրից ընտրվում է ենք BK-475 $i_n = 31,5$ փոխանցման թվով ռեդուկտոր և ատամնավոր փոխանցիչ

$$i_w = \frac{i}{i_n} = \frac{100,3}{31,5} = 3,18 \quad \text{փոխանցման թվով:}$$

11. Հաշվարկվում է բեռի բարձրացման մեխանիզմի էլեկտրաշարժիչի լիսեռի վրա արգելակման մոմենտի մեծությունը.

$$M_w = \frac{K \cdot S_{\omega n} \cdot D_p \cdot \eta}{2i} = \frac{1,75 \cdot 25025,5 \cdot 0,45 \cdot 0,87}{2 \cdot 100,3} = 85,47 \text{ Ն.մ:}$$

Էլեկտրամագնիսով արգելակների կատալոգից ընտրվում է TKT-200 արգելակ:

II. Բեռնասայլակի տեղաշարժման մեխանիզմի հաշվարկը:

1. Հաշվարկվում է բեռնասայլակի շարժման դիմադրության ուժը հետևյալ բանաձևով՝

$$W_{\text{տ}} = (G + G_u) \cdot g \frac{d \cdot f + 2k}{D_w} k_w, \text{ Ն}$$

G_u -ն՝ բեռնասայլակի զանգվածն է, որը որոշվում է նախատիպի տվյալներով, կամ ընդունվում է

$$G_u = (0,2...0,3)G = 0,2G = 0,2 \cdot 2500 = 500 \text{ կգ},$$

$$W_w = (2500 + 500) \cdot 9,81 \frac{5 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,05}{20} \cdot 2 = 515 \text{ Ն}$$

2. Հաշվարկվում է բեռնասայլակին շարժաբերի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը.

$$N = \frac{W_u \cdot V_z}{1000 \cdot \eta} = \frac{515 \cdot 0,5}{1000 \cdot 0,8} = 0,322 \text{ կՎտ}$$

Էլեկտրաշարժիչների կատալոգից ընտրվում է 21/6 եռաֆազ էլեկտրաշարժիչ, որի

$$N = 0,55 \text{ կՎտ}, n_z = 940 \text{ պտ/ր}:$$

3. Հաշվարկվում է բեռնասայլակի ընթացքային անիվ-ների պտուտաթիվը.

$$n_w = \frac{V_\beta}{\pi \cdot D_w} = \frac{30}{3,14 \cdot 0,2} = 47,8 \text{ պտ/ր}$$

Շարժաբերի ռեդուկտորի փոխանցման թիվը կլինի՝

$$i = \frac{n_\beta}{n_w} = \frac{940}{47,8} = 19,7$$

Ռեդուկտորի կատալոգից ընտրում ենք PM-250 ռեդուկտոր, որի $i = 20,49$:

III. Կռունկի դարձի մեխանիզմի հաշվարկը: Կռունկի հաշվարկային սխեման պատկերված է նկ.8.12-ում:

1. Հաշվարկվում է կռունկի ստորին և վերին հենարաններում ազդող R_A , R_B և V հակազդման ուժերը:

Կռունկի պտտվող մասերի զանգվածի մեծությունը ընտրվում է նախատիպից կամ ընդունվում է $G_y = 800...1200 \text{ կգ}$: Ընտրենք $G_y = 1100 \text{ կգ}$:

$$R_A = R_B = \frac{G \cdot L + G_u \cdot L_u}{h} \cdot g =$$

$$= \frac{2500 \cdot 2,85 + 1100 \cdot 0,74}{3,15} \cdot 9,81 = 24723,1 \text{ Ն}$$

$$V = (G + G_u + G_u) \cdot g = (2500 + 500 + 1100) \cdot 9,81 = 40221 \text{ Ն}$$

2. Հաշվարկվում է դիմադրության մոմենտների մեծությունները հենարաններում ու կրնկատակում՝ ընդունելով դարձյակների բերված տրամագիծը վերին և ստորին հենարաններում $d_1 = 150$ մմ, $d_2 = 80$ մմ: Ընդունում ենք, որ դարձյակներում կիրառվում են գլորման առանցքակալներ, որոնց $f = 0,03$:

$$M_u = M_u = R_A \cdot f \cdot \frac{d}{2} = 24723,1 \cdot 0,03 \cdot \frac{0,15}{2} = 55,63 \text{ Ն}\cdot\text{մ}$$

$$M_u = V \cdot f \cdot \frac{d_3}{2} = 40221 \cdot 0,03 \cdot \frac{0,08}{2} = 48,3 \text{ Ն}\cdot\text{մ}$$

3. Հաշվարկվում է կռունկի պտտվող մասի դարձի դիմադրության ընդհանուր մոմենտը.

$$M_n = M_u + M_u + M_u = 55,63 + 55,63 + 48,3 = 159,6 \text{ Ն}\cdot\text{մ}$$

4. Հաշվարկվում է դարձի մեխանիզմի էլեկտրաշարժիչի հզորությունը.

$$N = \frac{M_n \cdot \omega}{1000 \cdot \eta} = \frac{159,6 \cdot 0,5}{1000 \cdot 0,8} = 0,1 \text{ կՎտ}$$

Էլեկտրաշարժիչների կատալոգից ընտրվում է 21/6 էլեկտրաշարժիչ, որի հզորությունը $N = 0,55$ կՎտ, պտուտաթիվը $n_z = 940$ պտ/րոպ :

6. Հաշվարկվում է դարձի մեխանիզմի փոխանցման թիվը

$$i = \frac{n_z}{n_{\text{սլ}}}} = \frac{n_z \cdot \pi}{30 \cdot \omega} = \frac{940 \cdot 3,14}{30 \cdot 0,5} = 196,8$$

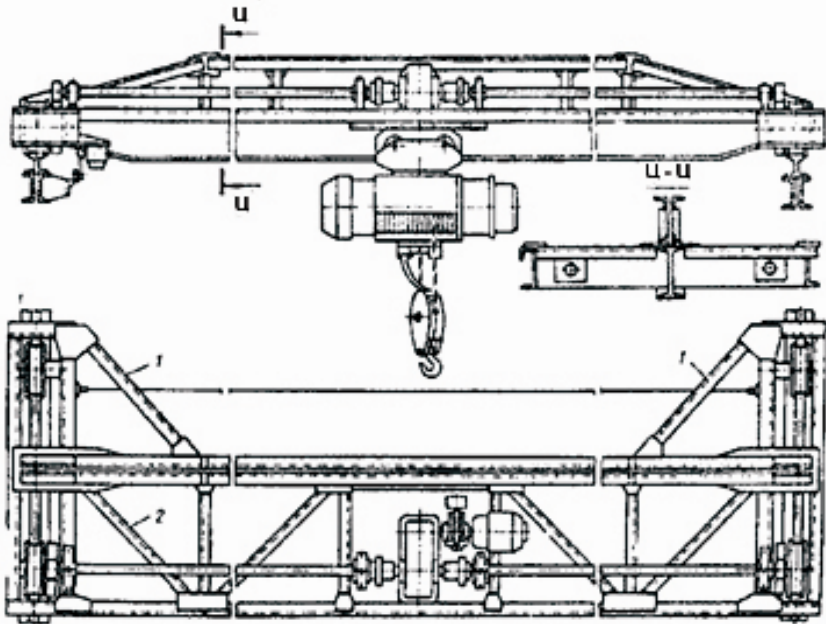
Ռեդուկտորների կատալոգներից ընտրվում է PM-250 ռեդուկտոր $i = 48,57$ փոխանցման թվով և ատամնավոր փոխանցում, որի

$$i_w = \frac{i}{i_n} = \frac{196,8}{48,57} = 4,05 :$$

8.6. ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ

8.6.1. ԿԱՄՐՋԱԶԵՎ ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ

Կամրջաձև ամբարձիչները պարբերական գործողության մեքենաներ են, որոնք նախատեսված են արտադրամասերում և պահեստներում տարատեսակ բեռները բեռնելու – բեռնաթափելու, ինչպես նաև մոնտաժային աշխատանքներ կատարելու համար:



Նկ.8.13. Կամրջաձև ամբարձիչ մեքենա:

Կամրջաձև ամբարձիչները լինում են ձեռքի և էլեկտրական շարժաբեռներով: Առաջիններն օգտագործվում են օժանդակ գործողություններում՝ սարքավորումների նորոգման, մոնտաժային

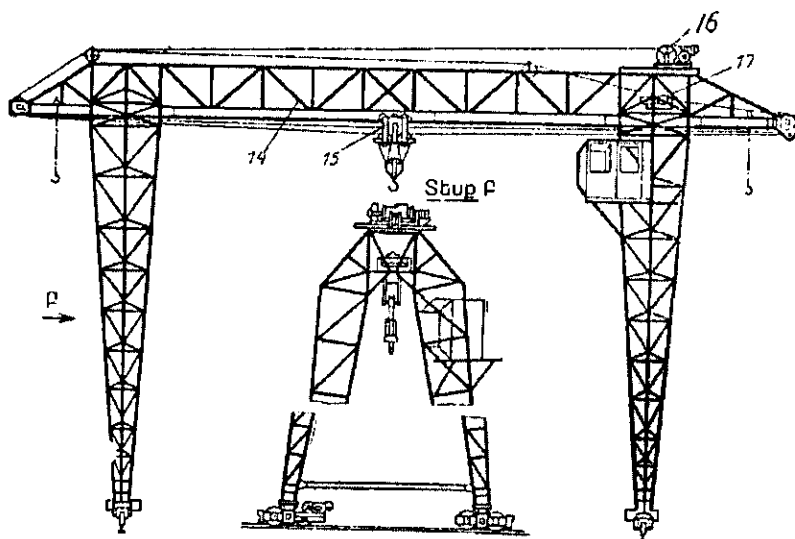
և այլ աշխատանքներում, երբ բեռ բարձրացնելու և փոխադրելու համար մեծ արագություններ չեն պահանջվում: Ներկայումս լայնորեն տարածված են էլեկտրական շարժաբերով ամբարձիչները:

Նկ.8.13-ում պատկերված էլեկտրական շարժաբերով կամրջաձև ամբարձիչների բեռնամբարձությունը 1...5տ է, բեռը բարձրացնելու արագությունը՝ 8մ/ր, էլեկտրատալը տեղաշարժելու արագությունը՝ 20 և 32 մ/ր, ամբարձիչի շարժման արագությունը՝ 4,5...25,5մ/ր: Ամբարձահեծաններում որպես բեռը բարձրացնող մեխանիզմ օգտագործում են տեղաշարժման մեխանիզմով էլեկտրատալ: Հորիզոնական և ուղղաձիգ հարթություններում ամբարձահեծանի կոշտությունն ապահովում է ֆերմայաձև մետաղական կառուցվածքը:

8.6.2. ԴԱՐՊԱՍԱՅԻՆ ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ

Դարպասային ամբարձիչները նախատեսված են բացօթյա արտադրամասերում և պահեստներում տարատեսակ բեռներ բեռնելու-բեռնաթափելու, ինչպես նաև տեխնոլոգիական բարդ սարքավորումներ մոնտաժելու համար:

Դարպասային ամբարձիչ մեքենայի հարմարադասման ներկայացված սխեմայում (նկ.8.14) կախովի բեռնասայլակը տեղաշարժվում է կրող հեծանի տակի նիստով: Այս դեպքում հեծանի հետ ոտքերի միացման կառուցվածքը թույլ է տալիս սայլակի տեղաշարժ հենամեջից դուրս՝ բարձրացնելով ամբարձիչի աշխատանքի արդյունավետությունը: Նմանատիպ կառուցվածքներում բեռ բարձրացնող և սայլակը տեղաշարժող կարապիկները կարելի է տեղակայել հեծանի վերնամասի ցանկացած կետում, սակայն դրանց տեղադրումը հենարանների վրա իջեցնում է հեծանի բեռնվածքը: Նկատի ունենալով ոչ մեծ հենամեջը, ամբարձիչ մեքենան պատրաստում են տարածական կառուցվածքի կոշտ ոտքերով:



Նկ.8.14. Դարպասային ամբարձիչ մեքենա:

Ընդհանուր նշանակության դարպասային ամբարձիչների հիմնական պարամետրերն են. բեռնամբարձությունը՝ 3,2...32տ, հենամեջը՝ 10...32մ, բեռը բարձրացնելու բարձրությունը՝ 7,1...10մ, իսկ մոնտաժային ամբարձիչներինը՝ համապատասխանաբար 300...400տ, 60...80մ, 20...30մ:

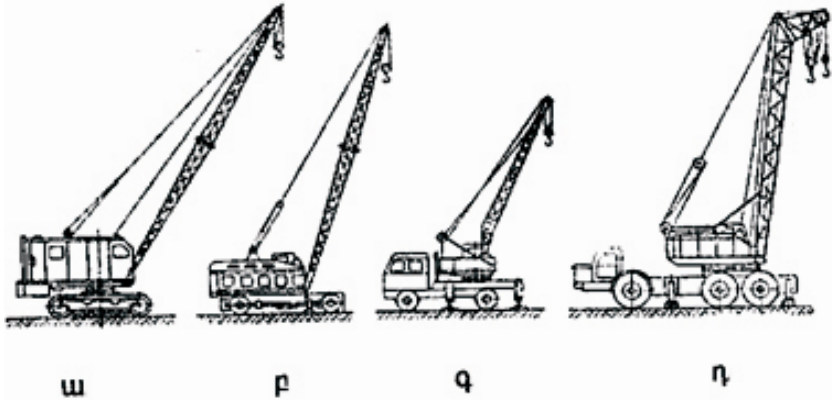
8.6.3. ՍԼԱՔԱՎՈՐ ԻՆՔՆԱԳՆԱՅ ԱՄԲԱՐԶԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ

Ինքնագնաց սլաքավոր ամբարձիչները նախատեսված են պահեստներում և աշխատանքային հարթակներում տարբեր տեսակի բեռներ բեռնելու-բեռնաթափելու, ինչպես նաև մոնտաժային աշխատանքներ կատարելու համար:

Այս ամբարձիչները դասակարգվում են ըստ բեռնամբարձության, ընթացքային մասի տեսակի, ուժային և բանող սարքավորումների տեսակի:

Փոքր բեռնամբարձության ամբարձիչներում բանող մեխանիզմները գործի են դրվում մեքենայի ներքին այրման շար-

Ժիչից մեխանիկական փոխհաղորդակով փոխանցված պտտող մոմենտով: Առավել լայն կիրառություն ունեն անհատական շարժաբերով գործող մեխանիզմները.



Նկ.8.15. Սլաքավոր ինքնագնաց ամբարձիչներ.

ա-թրթուրավոր ընթացասարքով, բ-պննամասնավավոր ընթացասարքով, գ- ավտոմոբիլային, դ-ավտոմոբիլային տիպի հատուկ հենասարքով:

Թրթուրավոր ընթացասարքով ամբարձիչները (նկ.8.15.ա) ունեն շարժման փոքր արագություն, որի հետևանքով աշխատատեղից մեկ այլ աշխատատեղ տեղափոխվում են օժանդակ տրանսպորտային միջոցներով (ծանրաքարշերով):

Պննամասնավավոր ընթացասարքով ամբարձիչները առավել շարժունակ են, քան թրթուրավորները: Ավտոմոբիլային (նկ.8.15.գ) և ավտոմոբիլային տիպի հատուկ հենասարքով ամբարձիչները շարժվում են սովորական բեռնատար ավտոմոբիլների նման:

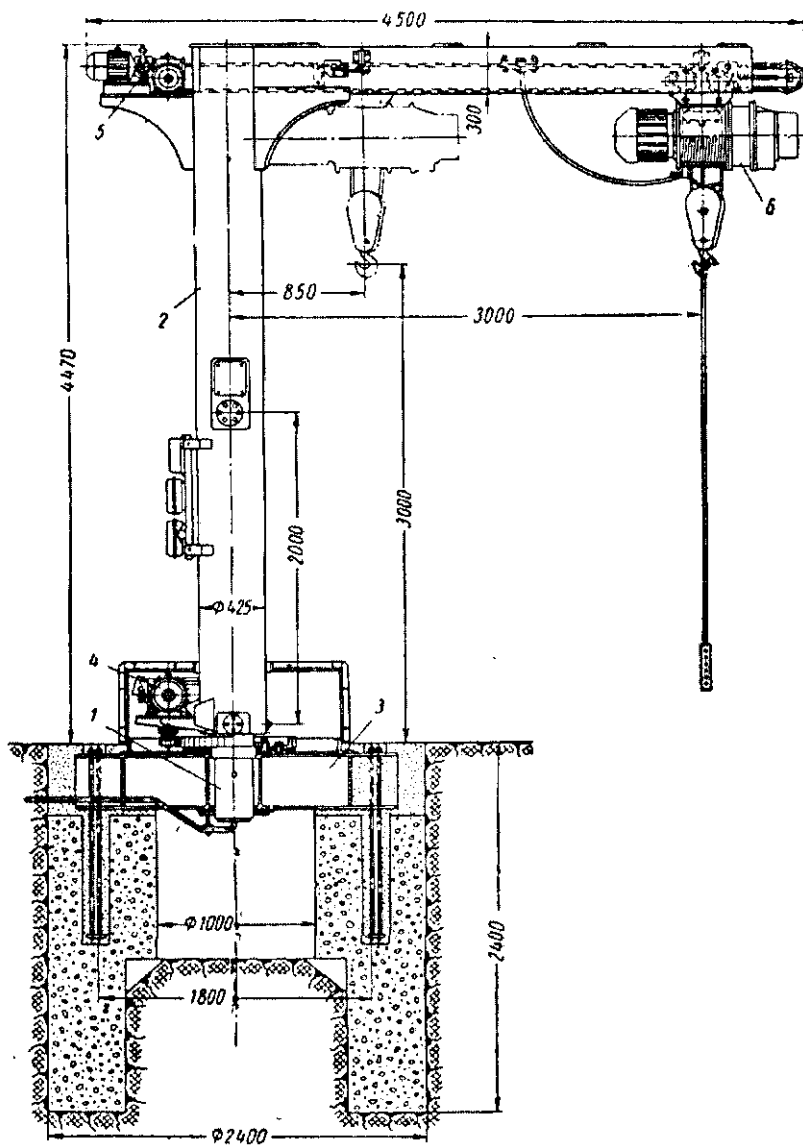
Ըստ բանող սլաքավոր սարքավորման ինքնագնաց ամբարձիչները լինում են սլաքի ճկուն կախվածքով և կոշտ կախվածքով: Առաջինն օգտագործում են մեխանիկական կամ էլեկտրական, իսկ երկրորդը՝ հիդրավլիկ շարժաբերով ամբարձիչներում:

8.6.4. ԴԱՐՁՈՎԻ ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ

Ներկայումս լայնորեն տարածված են հենասյան վրա սարքավորված դարձովի ամբարձիչները, ընդ որում հենասյունը կարող է լինել անշարժ կամ շարժական:

Նկ.8.16-ում պատկերված անշարժ հենասյունով ամբարձիչը կազմված է հետևյալ հիմնական հանգույցներից՝ անշարժ հենասյունից 1, պտտվող սյունից 2, հիմքի շրջանակից 3, շրջադարձման 4, սայլակը տեղաշարժող 5 և բեռ բարձրացնող 6 մեխանիզմներից: Կատարելագործված կառուցվածքներում ներքևի հենարանը համալրում են ինքնատեղակայվող շառավղային առանցքակալով: Հենարանների այդպիսի կառուցվածքը հենասյան կամ պտտվող մասի ծոման դեպքում ապահովում է հենարանային հանգույցների բնականոն աշխատանքը:

Պտտվող սյանը ամրացված են երկու հորիզոնական շվեկերներ, որոնց նիստերով տեղաշարժվում է բեռ բարձրացնող մեխանիզմի սայլակը: Սլաքի հակադիր կողմում հարթակի վրա տեղադրված է էլեկտրատալի ճոպանային քարշանքով տեղաշարժվող մեխանիզմը, որն իրենից ներկայացնում է որդնակավոր գանձիչով կարապիկ:



Նկ. 8.16. Անշարժ հենասյունով դարձովի ամբարձիչ.
 1-անշարժ հենասյուն, 2-պտտվող սյուն, 3-հիմքի շրջանակ,
 4-շրջադարձային մեխանիզմ, 5-տեղաշարժման մեխանիզմ,
 6-բարձրացնող մեխանիզմ:

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆ

1. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве, М.: Колос, 1981.
2. Зуев Ф.Г. и другие. Подъемно-транспортные машины зерно-перерабатывающих предприятий.-М.: Агропромиздат, 1985.
3. Александров М.П. и другие. Грузоподъемные машины.-М.: Высшая школа, 1973.
4. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Траспотирующие машины.- М.: Машиностроение, 1983.
5. Шабашов А.П. и другие. Мостовые краны общего назначения.-М.: Машиностроение, 1980.
6. Ս.Վ. Հովհաննիսյան «Ամբարձիչ փոխադրական մեքենաներ» Ուսումնական ձեռնարկ կուրսային նախագիծ կատարելու համար, Երևան 2008

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

Ներածություն	3
ԳԼՈՒԽ 1.	
1.1. ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՓՈԽԱԴՐԱԿԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԴԱՍԱԿԱՐԳՈՒՄԸ ԵՎ ՏԵՍԱԿԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅՈՒՆԸ.....	6
1.2. ԳՅՈՒՂԱՏՆՏԵՍԱԿԱՆ ԲԵՌՆԵՐԻ ՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐՆ ՈՒ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ.....	10
ԳԼՈՒԽ 2. ԱՆԸՆԴՀԱՏ ԳՈՐԾՈՂՈՒԹՅԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ.....	17
2.1. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆՈՎ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ՀԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐ ՈՒ ՄԵՔԵՆԱՄԱՍԵՐ	18
2.1.1. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆՆԵՐ	18
2.1.2 ՇԱՐԺԱԲԵՐ ԿԱՅԱՆՆԵՐ	24
2.1.3. ՁԳՈՂ ԿԱՅԱՆՆԵՐ.....	25
2.1.4. ՀԵՆԱՐԱՆԱՅԻՆ, ԴԱՐՁՄԱՆ և ՈՒՂՂՈՐԴ ՍԱՐՔԵՐ.....	27
2.1.5. ԲԵՌՆՄԱՆ ԵՎ ԲԵՌՆԱԹԱՓՄԱՆ ՀԱՐՄԱՐԱՆՔՆԵՐ.....	34
ԳԼՈՒԽ 3. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆՈՎ, ԱՆԸՆԴՀԱՏ ԳՈՐԾՈՂՈՒԹՅԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՏԵՍՈՒԹՅԱՆ ՀԻՄՈՒՆՔՆԵՐԸ	36
3.1. ԱՆԸՆԴՀԱՏ ԳՈՐԾՈՂՈՒԹՅԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ԱՐՏԱԴՐՈՂԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆԸ	36
3.2. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆԻ ՇԱՐԺՄԱՆ ԴԻՄԱԴՐՈՒԹՅԱՆ ՈՒԺԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ.....	38
3.2.1. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆԻ ՇԱՐԺՄԱՆ ԴԻՄԱԴՐՈՒԹՅԱՆ ՈՒԺԵՐԻ ՈՐՈՐՇՈՒՄԸ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ԵԶՐԱԳԾԻ ՀՈՐԻԶՈՆԱԿԱՆ ԵՎ ԹԵՔ ՏԵՂԱՄԱՍԵՐՈՒՄ	39

3.2.2 . ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆԻ ՇԱՐԺՄԱՆ ԴԻՄԱԴՐՈՒԹՅԱՆ ՈՒԺԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ԿՈՐԱԳԻԾ	
ՏԵՂԱՄԱՍԵՐՈՒՄ.....	41
3.2.3. ԴԻՄԱԴՐՈՒԹՅԱՆ ՈՒԺԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ԲԵՌՆՄԱՆ ՏԵՂԱՄԱՍՈՒՄ	43
3.3. ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՇԱՐԺԱԲԵՐԻ, ՁԳՈՂ ԿԱՅԱՆԻ ՏԵՂԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅՈՒՆՆ ՈՒ ՇԱՐԺԻՉԻ ՀԶՈՐՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԸ ...	45
 ԳԼՈՒԽ 4. ՔԱՐՇԱՅԻՆ ՕՐԳԱՆՈՎ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ.....	48
4.1 ԺԱՊԱՎԵՆԱՅԻՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ	48
4.1.1. ԺԱՊԱՎԵՆԱՅԻՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ.....	48
4.1.2. ԺԱՊԱՎԵՆԱՅԻՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ.....	52
4.1.3 ԺԱՊԱՎԵՆԱՅԻՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ՕՐԻՆԱԿ.....	61
4.2. ՇՂԹԱՅԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ	67
4.2.1. ՇՂԹԱՅԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ.....	67
4.2.2. ԴԻՆԱՄԻԿԱԿԱՆ ԲԵՌՆՎԱԾՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ ՇՂԹԱՅՈՒՄ.....	75
4.2.3. ՇՂԹԱՅԱՔԵՐԱԿԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ.....	77
4.2.4. ՇՂԹԱՅԱՔԵՐԱԿԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ՕՐԻՆԱԿ	81
4.3. ԷԼԵՎԱՏՈՐՆԵՐ	85
4.3.1. ԷԼԵՎԱՏՈՐՆԵՐԻ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ	85
4.3.2 ՇԵՐԵՓԱՎՈՐ ԷԼԵՎԱՏՈՐԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ ԵՎ ՆՇԱՆԱԿՈՒԹՅՈՒՆԸ.....	86
4.3.3. ՇԵՐԵՓԻ ԲԵՌՆԱԹԱՓՄԱՆ ԳՈՐԾԸՆԹԱՅԸ	91
4.3.4. ՇԵՐԵՓԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	94
4.3.5. ՇԵՐԵՓԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ՕՐԻՆԱԿ	101

ԳԼՈՒԽ 5. ՊՏՈՒՏԱԿԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ	105
5.1. ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ ԵՎ ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՄԿԶԲՈՒՆՔԸ	105
5.2. ՊՏՈՒՏԱԿԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	111
5.3. ՊՏՈՒՏԱԿԱՎՈՐ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ՕՐԻՆԱԿ.....	116
 ԳԼՈՒԽ 6. ՊՆԵՎՄԱՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ	118
6.1. ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ՏԵՂԵԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ.....	118
6.1.1. ՊՆԵՎՄԱՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ԴԱՍԱԿԱՐԳՈՒՄՆ ՈՒ ԳՈՐԾՈՂՈՒԹՅԱՆ ՄԿԶԲՈՒՆՔԸ.....	118
6.1.2. ՊՆԵՎՄԱՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ՏԵՍՈՒԹՅՈՒՆԸ ԵՎ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	121
6.1.3. ՊՆԵՎՄԱՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ԿԻՐԱՌՈՒԹՅՈՒՆԸ ԳՅՈՒՂԱՏՆՏԵՍՈՒԹՅԱՆ ՄԵԶ	132
6.2. ՃՈՃՎՈՂ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ	133
6.3 .ԻՆԵՐՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ	136
6.3.1.ՓՈՂՐԱԿԻ ՀԱՏԱԿԻՆ ԲԵՌԻ ՀԱՍՏԱՏՈՒՆ ՃՆՇՈՒՄՈՎ ԻՆԵՐՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ.....	137
6.3.2. ՓՈՂՐԱԿԻ ՀԱՏԱԿԻՆ ԲԵՌԻ ՀԱՍՏԱՏՈՒՆ ՃՆՇՈՒՄՈՎ ԻՆԵՐՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	140
6.3.3. ՓՈՂՐԱԿԻ ՀԱՏԱԿԻՆ ԲԵՌԻ ՓՈՓՈԽԱԿԱՆ ՃՆՇՈՒՄՈՎ ԻՆԵՐՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ	141
6.3.4. ՓՈՂՐԱԿԻ ՀԱՏԱԿԻՆ ԲԵՌԻ ՓՈՓՈԽԱԿԱՆ ՃՆՇՄԱՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	144
6.4. ՎԻԲՐԱՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐ	145
6.4.1. ՎԻԲՐԱՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ	146
6.4.2. ՎԻԲՐԱՑԻՈՆ ՓՈԽԱԿՐԻՉՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	147
 ԲԱԺԻՆ II. ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ	151
 ԳԼՈՒԽ 7. ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ՏԵՂԵԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՎԵՐԱԲԵՐՅԱԼ	151

7.1. ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՏԵՍԱԿՆԵՐՆ ՈՒ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ.....	151
7.2. ՊԱՐԶԱԳՈՒՅՆ ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐ	155
7.2.1. ԱՄԲԱՐՁԻԿՆԵՐ	155
7.2.2. ԿԱՐԱՊԻԿՆԵՐ	159
7.2.3. ՏԱԼԵՐ	163
7.3 ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՀԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐՆ ՈՒ ՄԵՔԵՆԱՄԱՍԵՐԸ	167
7.3.1. ԲԵՌԱԲՌՆԻՉ ՀԱՐՄԱՐԱՆՔՆԵՐ	167
7.4 .ՃԱԽԱՐԱԿՆԵՐ, ԲԱԶՄԱՃԱԽԱՐԱԿՆԵՐ ԵՎ ԹՄԲՈՒԿՆԵՐ	176
7.5. ԴԱԴԱՐԱԿՆԵՐ ԵՎ ԱՐԳԵԼԱԿՆԵՐ	186
7.5.1. ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ՏԵՂԵԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ	186
7.5.2. ԴԱԴԱՐԱԿՆԵՐ	187
7.5.3. ԱՐԳԵԼԱԿՆԵՐ	192
7.5.3.1. ԿՈՃՂԱԿԱՎՈՐ ԱՐԳԵԼԱԿՆԵՐ	193
7.5.3.2. ԺԱՊԱՎԵՆԱՅԻՆ ԱՐԳԵԼԱԿՆԵՐ	198
 ԳԼՈՒԽ 8. ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԸ.....	204
8.1 ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ԱՇԽԱՏԱՆՔԸ ՉԿԱՅՈՒՆԱՑԱԾ ՌԵԺԻՄՆԵՐՈՒՄ	204
8.2. ԲԵՌԻ ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	208
8.2.1. ՁԵՌՔԻ ՇԱՐԺԱԲԵՐՈՎ ԲԵՌԻ ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄ.....	209
8.2.2 .ԷԼԵԿՏՐԱՀԱՂՈՐԴԱԿՈՎ ԲԵՌԻ ԲԱՐՁՐԱՑՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	211
8.3. ՏԵՂԱՇԱՐԺՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐ	214
8.3.1. ՏԵՂԱՇԱՐԺՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ՄԽԵՄԱՆԵՐԸ	214
8.3.2. ՏԵՂԱՇԱՐԺՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	218
8.4.ԴԱՐՁԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐ	221
8.4.1.ԴԱՐՁԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ	221
8.4.2. ԴԱՐՁԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	222

8.4.3.ԱՆՇԱՐԺ ՍՅՈՒՆՈՎ ԿՈՈՒՆԿԻ ԴԱՐՁԻ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	225
8.5. ԹՈՒՂՔԻ ՓՈՓՈԽՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԸ	228
8.5.1. ԹՈՒՂՔԻ ՓՈՓՈԽՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԸ	228
8.5.2. ԹՈՒՂՔԻ ՓՈՓՈԽՄԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ	229
8.5.3. ԿՈՈՒՆԿԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ՕՐԻՆԱԿ.....	231
8.6. ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ	237
8.6.1. ԿԱՄՐՁԱԶԵՎ ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ	237
8.6.2. ԴԱՐՊԱՍԱՅԻՆ ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ	238
8.6.3.ՍԼԱՔԱՎՈՐ ԻՆՔՆԱԳՆԱՑ ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ	239
8.6. 4 ԴԱՐՁՈՎԻ ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ	241
ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆ.....	243

ԱՐԱՄԱՅԻՍ ՄՅԱՍՆԻԿԻ ԵՍՈՅԱՆ
ՍԱՄՎԵԼ ՎԱՐԴԱՆԻ ՀՈՎՀԱՆՆԻՍՅԱՆ
ՄԱՆՎԵԼ ԱՎԵՏԻՔԻ ԱԼԱՎԵՐԴՅԱՆ

ԱՄԲԱՐՁԻՉ ՓՈԽԱԴՐԱԿԱՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐ

АРАМАИС МЯСНИКОВИЧ ЕСОЯН
САМВЕЛ ВАРДАНОВИЧ ОГАНЕСЯН
МАНВЕЛ АВЕТИКОВИЧ АЛАВЕРДЯН

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

ARAMAYIS YESOYAN
SAMVEL HOVHANNISYAN
MANVEL ALAVERDYAN

LIFTING TRANSPORT MACHINERY

Խմբագիր՝ Գ.Ա.Գրիգորյան
Համակարգչային շարվածքը և ձևավորումը՝ Ա.Մաթևոսյան

Թղթի չափեր $60 \times 84 \frac{1}{16}$, 15,6 տպ. մամուլ, 12,5 հրատ. մամուլ
Պատվեր 225: Տպաքանակ 300:

ՀԱԱՀ-ի տպարան, Տերյան 74