

HI

HƏCMİ HİDRAVLİK İNTİQALLAR VƏ
HİDROPNEVMOAVTOMATİKA

Ə.H.ƏZİZOV
X.M..HEYDƏROV

II

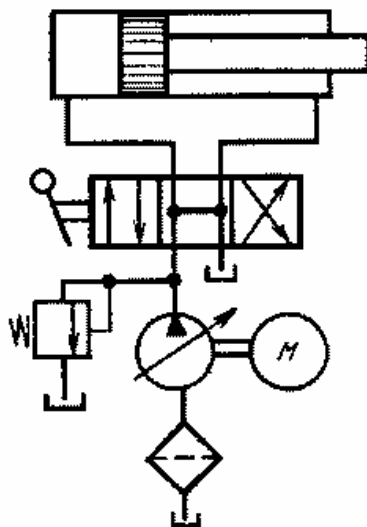
HI

Ə.H.ƏZİZOV, X.M.HEYDƏROV

HƏCMİ HİDRAVLİK İNTİQALLAR VƏ HİDROPNEVMOAVTOMATİKA

Dərslik

II CİLD



BAKİ - 2012

Ə.H.ƏZİZOV, X.M.HEYDƏROV

**HƏCMİ HİDRAVLİK İNTİQALLAR
VƏ
HİDROPNEVMOAVTOMATİKA**

(2 cilddə)

Dərslik

II CİLD

**Azərbaycan Respublikası Təhsil Nazirliyinin
qərarı ilə təsdiq edilmişdir**

Bakı – 2012

UHTÇ 621– 82.522

ƏZİZOV Əzizağa Həmid oğlu, dosent,
HEYDƏROV Xosrov Məmi oğlu, dosent

HƏCMI HIDRAVLİK İNTİQALLAR VƏ HİDROPNEVMOAVTOMATİKA

Dərslik
2 cildə

II CİLD

ADNA, Bakı, 2012 il, 520s.

Dərslinin 2 cildində həcmi hidravlik və pnevmatik intiqalların aparatların, onların bağlayıcı tənzimləyici elementlərinin işləməsi və quruluşu, tənzim edilməsi, klapanlar, drossellər haqqında məlumat verilir. Hidravlik izləyici intiqalların (hidravliki qüvvətləndiricilərin) iş prinsipinə, onların əsas elementlərinə dərslikdə kifayət qədər yer ayrılmışdır.

Dərslikdə həcmi hidravlik intiqalların nəzəriyyəsi, işçi prosesləri, hesabları (misallarla), işçi xarakteristikaları, təşkil edən avadanlıqların konstruksiyaları və istismar qaydaları şərh edilir.

Ali məktəb tələbələri və magistrantları üçün nəzərdə tutulan bu dərslikdən həcmi hidravlik intiqalların istismarı ilə məşğul olan mütəxəssislər də istifadə edə bilər.

Şəkil – 284, cədvəl – 21, ədəbiyyat – 123.

Redaktor: t.e.n., dosent Ə.S.Əhmədov

Rəy verənlər: t.e.d., professor V.T.Məmmədov,
t.e.d., professor A.M.Məmmədov
t.e.d., professor R.Ş.İsmayılov
t.e.d., dosent N.D.Yusubov

I CİLD

1. Həcmi hidravlik intiqallar

- 1.1. Həcmi hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat
- 1.2. İşçi mayelər
- 1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları
- 1.4. Həcmi hidravlik intiqalın tənzim edilməsi
- 1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin stabilizasiyası və sinkronlaşdırılması
- 1.6. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçilməsi və onunla birgə işləməsi
- 1.7. Hidravlik intiqalın istilik rejimi
- 1.8. Hidravlik intiqalların işçi mayələrinin kondisionerləri
- 1.9. Hidravlik intiqalların köməkçi avadanlıqları
- 1.10. Hidravlik həcmi çeviricilər
- 1.11. Hidravlik akkumulyatorlar
- 1.12. Mayeli yaylar və amortizatorlar
- 1.13. Kipləşdiricilər

Əlavələr

II CİLD

2. Hidravlik aparatlar

- 2.1. Hidravlik aparatlar haqqında ümumi məlumat
- 2.2. Hidravlik aparatların təsnifatı
- 2.3. Təzyiq klapanları
- 2.4. Reduksiya klapanları
- 2.5. Köməkçi klapanlar
- 2.6. Hidravlik drossellər
- 2.7. Hidravlik paylayıcılar
- 2.8. Axın tənzimləyiciləri
- 2.9. Drosselli axın bölüşdürücüləri

3. İzləyici hidravlik intiqallar

- 3.1. İzləyici hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat
- 3.2. Gücləndirici qurğular
- 3.3. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

4. Hidravlik intiqalın idarə olunması və onun sənayedə tətbiqi tipik sxemləri

- 4.1. Hidravlik intiqalın idarə olunması
- 4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemlərinin nümunələri
- 4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri

5. Pnevmatik intiqallar

- 5.1. Pnevmatik intiqallar haqqında ümumi məlumat və onun hesabının termodinamika əsasları
- 5.2. Pnevmatik intiqalların maşınları
- 5.3. Pnevmatik aparatlar
- 5.4. Pnevmatik intiqalların tipik sxemləri

Əlavələr

MÜNDƏRİCAT

II-ci CİLD

2. HİDRAVLİK APARATLAR

2.1. Hidravlik aparatlar haqqında ümumi məlumat	13
2.2. Hidravlik aparatların təsnifatı.....	18
2.3. Təzyiq klapanları.....	23
2.3.1. Düztəsirli təzyiq klapanları.....	24
2.3.1.1. Təzyiq klapanlarının BTE-ləri və onların iş prinsipi	24
2.3.1.2. Təzyiq klapanlarının xarakteristikaları.....	29
2.3.1.3. Konuslu klapanlar.....	32
2.3.1.4. Klapanə təsir edən hidravlik dinamik qüvvə	38
2.3.1.5. Lövhləli (yastı) klapanlar.....	40
2.3.2. Qeyri-düztəsirli klapanlar və onların iş prinsipi.....	42
2.3.3. Basqılı klapanlar.....	44
2.3.4. Qoruyucu klapanlar.....	47
2.3.4.1. Qoruyucu klapanların BTE-ləri və əsas göstəriciləri.....	47
2.3.4.2. Γ66-3 tipli qoruyucu hidravlik klapanın konstruksiyası və iş prinsipi.....	49
2.3.5. Axıtma klapanları.....	55
2.4. Reduksiya klapanları.....	59
2.4.1. Düztəsirli reduksiya klapanları.....	59
2.4.1.1. Düztəsirli reduksiya klapanların iş prinsipi.....	59
2.4.1.2. Düztəsirli reduksiya klapanlarının işinin qrafiki təsviri.....	65
2.4.2. Qeyri-düztəsirli reduksiya klapanları.....	70
2.4.2.1. Qeyri-düztəsirli reduksiya klapanların iş prinsipi.....	70
2.4.2.2. Γ57-3 tipli qeyri-düztəsirli reduksiya klapanı...71	
2.5. Köməkçi klapanları.....	75

2.5.1. Təzyiqlər fərqi klapanı.....	75
2.5.2. Təzyiqlər nisbəti klapanı.....	77
2.5.3. Ardıcılıq hidravlik klapanı	79
2.5.4. Hidravlik təzyiq relesi.....	81
2.5.5. Hidravlik zaman relesi.....	87
2.5.6. Əks klapanlar.....	95
2.5.7. Hidravlik qıfıllar	99
2.5.7.1. Birtərəfli hidravlik qıfıllar.....	99
2.5.7.2. İkiitərəfli hidravlik qıfıllar.....	104
2.5.8. Ayırıcı muftalar	108
2.5.9. Qəza sistemini qoşdurucu klapanlar.....	110
2.6. Hidravlik drossellər	112
2.6.1. Hidravlik drossellər haqqında ümumi məlumat.....	112
2.6.2. Kranlı hidravlik drossellər.....	115
2.6.3. Düzxətli drossellər.....	118
2.6.4. Obliterasiya hadisəsi.....	120
2.6.5. Kvadratik drossellər.....	121
2.6.6. Zolotnikli hidravlik drossellər.....	129
2.6.7. Г77-1 tipli hidravlik drossel.....	130
2.6.8. Hidravlik yol drosselləri.....	132
2.7. Hidravlik paylayıcılar.....	136
2.7.1. Hidravlik paylayıcıların təsnifatı və onların qrafiki təsvirləri	136
2.7.2. Silindrik zolotnikli paylayıcılar.....	142
2.7.2.1. Silindrik zolotnikli paylayıcıların iş prinsipi.....	142
2.7.2.2. Zolotnik pəncərəsinin qapanma növləri.....	145
2.7.2.3. Zolotnikli paylayıcıların hidravlik xarakteristikası.....	148
2.7.2.4. Zolotnikin plunjerinə düşən qüvvələr.....	154
2.7.3. Bir və iki pilləli zolotnikli hidravlik paylayıcıların konstruktiv sxemləri.....	160
2.7.3.1. Bir pilləli zolotnikli hidravlik paylayıcıların konstruksiyası	160

2.7.3.2. İki pilləli zolotnikli hidravlik paylayıcıların iş sxemi	161
2.7.4. Yastı zolotnikli hidravlik paylayıcıları.....	163
2.7.4.1. Yastı düz hərəkətli zolotnikli hidravlik paylayıcıları.....	164
2.7.4.2. Yastı döngəli zolotnikli kranlar.....	165
2.7.5. Kran hidravlik paylayıcıları.....	167
2.7.5.1. Kran hidravlik paylayıcıların iş prinsipi.....	167
2.7.5.2. Γ71-3 tipli kranlı hidravlik paylayıcısı.....	169
2.7.6. Klapanlı paylayıcılar.....	171
2.7.7. Zolotnikli hidravlik paylayıcıların konstruksiyaları .	175
2.7.7.1. 1P203 tipli zolotnikli hidravlik paylayıcılar.....	175
2.7.7.2. Üç vəziyyətli monobloklı hidravlik paylayıcısı.....	179
2.7.8. Hidravlik paylayıcıların hidravlik intiqalına birləşdirilmə sxemləri.....	184
2.8. Axın tənzimləyiciləri.....	189
2.8.1. Ardıcıl birləşən klapanlı axın tənzimləyicisi.....	189
2.8.1.1. Ardıcıl birləşən klapanlı axın tənzimləyicinin iş prinsipi və konstruksiyası	189
2.8.1.2. Γ77-11 tipli ardıcıl birləşən klapanlı axın tənzimləyicinin.....	191
2.8.1.3. Ardıcıl yerləşən fərqlər klapanlı axın tənzimləyicinin işinin qrafiki təsviri.....	195
2.8.2. Paralel birləşən klapanlı axın tənzimləyicisi.....	198
2.8.2.1. Paralel birləşən klapanlı axın tənzimləyicinin iş prinsipi və konstruksiyası	199
2.8.2.2. Γ55-1 tipli paralel birləşən klapanlı axın tənzimləyicisi.....	199
2.8.2.3. Paralel yerləşən axıdıcı klapanlı tənzimləyicinin işinin qrafiki təsviri.....	202
2.9. Drosselli axın bölüşdürücüləri.....	208
2.9.1. Drosselli axın bölüşdürücülərinin iş prinsipi.....	208

2.9.2. Drosselli axın bölüşdürücülərin konstruksiyaları.....	211
2.9.3. Drosselli axın bölüşdürücülərin hidravlik intiqalına qoşulmasının sxemi	216
2.9.4. Drosselli axın bölüşdürücülərin işinin qrafiki təsviri.....	218
2.9.4.1. Silindrlərin yüklənmələri bərabər olduğu halda bölüşdürücünün parametrləri.....	218
2.9.4.2. Silindrlərin yüklənmələri fərqli olduğu halda bölüşdürücünün parametrləri.....	222
2.9.4.3. Silindrlərə fərqli yüklərin təsiri zamanı nasosun təzyiqinin analitik üsulla təyin olunması.....	225
2.9.4.4. Silindrlərə fərqli yüklərin təsiri zamanı nasosun təzyiqinin qraf-analitik üsulla təyin olunması	226
3. İZLƏYİCİ HİDRAVLİK İNTİQALLAR	229
3.1. İzleyici hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat	230
3.1.1. Hidravlik gücləndiricinin elementləri.....	230
3.1.2. İzleyici hidravlik intiqalların əsas göstəriciləri.....	231
3.1.3. İzleyici hidravlik intiqalların təsnifatı.....	233
3.1.4. Avtomatik tənzimləmə haqqında bəzi məlumatlar.....	234
3.1.5. İzleyici hidravlik intiqalların iş prinsipi.....	236
3.2. Gücləndirici qurğular.....	242.
3.2.1. Zolotnikli gücləndirici qurğular.....	242
3.2.2. Ucluq-qapadıcı tipli gücləndirici qurğusu.....	249
3.2.3. Şırnaq borucuqlu gücləndirici qurğular.....	255
3.2.4. İynəli drosselli hidravlik gücləndiricisi.....	258
3.2.5. Şırnaqlı gücləndiricilər.....	261
3.2.5.1. Mütənasib təsirli gücləndiricilər.....	261
3.2.5.2. Diskretli (qeyri-müntəzəmli) gücləndirici.....	263
3.3. Əks əlaqəli izleyici gücləndirici hidravlik qurğular	265
3.3.1. Elektrohidravlik izleyici sistemlər.....	265

3.3.2. Təzyiqə görə tənzimlənən elektrohidravlik gücləndiricilər.	270
3.3.3. Mayeli əks əlaqəli hidravlik gücləndiricilər.....	271
3.3.4. Burucu momentin hidravlik gücləndiriciləri.....	274
3.3.5. Həcmi tənzimlənən hidravlik gücləndiricilər.....	275
3.3.6. İzleyici hidravlik maşınların həssaslığı və dəqiqliyi.....	276
3.3.7. İzleyici hidravlik intiqalların işinin dayanıqlığı.....	278
4. HİDRAVLİK İNTİQALIN İDARƏ OLUNMASI VƏ ONUN SƏNAYEDƏ TƏTBİQİNİN TİPİK SXEMLƏRİ.....	281
4.1. Hidravlik intiqalın idarə olunması.....	282
4.1.1. Hidravlik intiqalın iş dövrünün elektrik üsulu ilə idarə olunması.....	282
4.1.2. Hidravlik intiqalın iş dövrünün mexaniki üsul ilə idarə olunması.....	289
4.1.3. Hidravlik intiqalının iş dövrünün hidravliki idarə olunması.....	290
4.1.4. Hidravlik mühərrikin tormozlanması.....	293
4.1.5. Hidravlik mühərriklərin ardıcıl işinin təmin olunması.....	296
4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemlərinin nümunələri.....	302
4.2.1. Tənzimlənən nasoslu və tənzimlənən drosselli hidravlik intiqal.....	302
4.2.2. İkipilləli gücləndirici paylayıcılı hidravlik intiqallar.....	306
4.2.2.1. Əl ilə idarə olunan ikipilləli gücləndirici paylayıcılı hidravlik intiqallar.....	306
4.2.2.2. İkipilləli zolotnik paylayıcılı irəli-geri hərəkətli hidravlik intiqal.....	308
4.2.2.3. Avtomatik idarə olunan ikipilləli gücləndirici paylayıcılı hidravlik intiqallar.....	310
4.2.3. Fasiləsiz rəqsli avtomatik hidravlik intiqallar.....	311

4.2.3.1. Vaxtaşırı qayıtma-irəliləmə hərəkətli avtomatik hidravlik intiqal.....	311
4.2.3.2. Fasiləsiz rəqsli qayıtma-irəliləmə hərəkətli avtomatik hidravlik intiqal.....	313
4.2.3.3. Periodik dönmə hərəkətli avtomatik hidravlik intiqal.....	314
4.2.4. Maşınqayırma dəzgahların əsas dövrləri üçün avtomatik hidravlik intiqal.....	316.
4.2.4.1. Yükə görə idarə olunan periodik irəliləmə hərəkətli avtomatik hidravlik intiqal.....	316
4.2.4.2. Yol açarları ilə idarə olunan mexaniki və elektrohidravlik periodik irəliləmə hərəkətli avtomatik hidravlik intiqal.	317
4.2.5. Qoşalaşdırılmış iki nasoslu hidravlik intiqallar.....	319
4.2.6. Vahid nasosla iki və bir neçə hidravlik mühərriklərinin qidalandırılan hidravlik intiqal.....	321
4.2.6.1. Hidravlik mühərriklərin hidravlik intiqalın sxeminə paralel qoşulması.....	322
4.2.6.2. Hidravlik mühərriklərin hidravlik intiqalın sxeminə ardıcıl qoşulması.....	326
4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri	328
4.3.1. Borudüzən qurğu	328
4.3.1.1. Borudüzən qurğunun konstruksiyası.....	328
4.3.1.2. Borudüzən qurğunun hidravlik intiqalının sxemi.....	329
4.3.2. Neft-mədən təmir işləri üçün A-50U tipli aqrekat ...	331
4.3.2.1. A-50U tipli aqrekatın təsviri və əsas hissələri...	331
4.3.2.2. A-50U tipli aqrekatın hidravlik intiqalının sxemi.....	334
4.3.3. Neft-qaz mədənlərində hazırlıq işləri üçün PARS qurğusu	336
4.3.3.1. PARS qurğusunun təsviri və əsas hissələri.....	336

4.3.3.2. PARS qurğusunun hidravlik intiqalı.....	338
4.3.4. UPT-32 tipli neft-mədən tırtıllı qurğusu.....	340
4.3.4.1 UPT-32 tipli qurğunun konstruksiyası.....	340
4.3.4.2. Qurğunun hidravlik intiqalının sxemi və onun təsviri.....	341
4.3.5. Neft-qaz mədən hidravlik intiqallı ştanq açarları.....	345
4.3.6. Quyların yeraltı təmiri aqreqlarının ikiseksiyalı burğusunun qaldırılması üçün hidravlik intiqalı	348
4.3.7. Hidravlik intiqallı hidroporşenli nasos quyu qurğusu	350
4.3.7.1. Hidroporşenli nasos quyu qurğusu.....	350
4.3.7.2. Düztəsirli hidroporşenli nasoslu quyu qurğusunun hidravlik intiqalının iş prinsipi.....	354
4.3.8. Frez-doğrama dəzgahı.....	356
4.3.8.1. Frez-doğrama dəzgahının konstruksiyası.....	356
4.3.8.2. Frez-doğrama dəzgahının hidravlik intiqalının sxemi.....	357
4.3.9. Dartıcı dəzgahların hidravlik intiqalları.....	360
4.3.9.1. Dartıcı dəzgahlar haqqında qısa məlumat.....	360
4.3.9.2. 7510M markalı dartıcı dəzgahın hidravlik intiqalının sadələşdirilmiş sxemi.....	361
4.3.9.3. 7B55 modelli üfüqi dartıcı dəzgahının hidravlik intiqalının tam sxemi.....	363
4.3.10. Ekskavatorun hidravlik intiqalının biraxınlı sistemi	368
5. PNEVMATİK İNTİQALLAR.....	371
5.1. Pnevmatik intiqallar haqqında ümumi məlumat və onun hesabının termodinamika əsasları.....	372
5.1.1. Pnevmatik intiqallar haqqında ümumi məlumat	372
5.1.1.1. Pnevmatik intiqalların ümumi xarakteristikası.	372
5.1.1.2. Pnevmatik intiqalların təsnifatı.....	372
5.1.1.3. Pnevmatik intiqalların üstün və çatışmayan cəhətləri	376

5.1.2. Pnevmatik intiqalların hesabının əsasları	377
5.1.2.1. Pnevmatik intiqallarda qazların sıxılıb genişlənməsinin termodinamika əsasları.....	377
5.1.2.2. Qazların pnevmatik magistrallarda axımı.....	382
5.1.2.3. Qazların tutumlardan axması.....	384
5.2. Pnevmatik intiqalların məşinləri.....	392
5.2.1. Pnevmatik vurucular... ..	392
5.2.1.1. Pnevmatik vurucuların qısa təsnifatı.....	392
5.2.1.2. Porşenli kompressorlar.....	395
5.2.1.3. Rotorlu lövhəli kompressorlar.....	401
5.2.1.4. Vintli kompressorlar.....	404
5.2.1.5. Maye halqalı kompressorlar.....	407
5.2.1.6. İki fırlanan porşenli kompressorlar.....	409
5.2.1.7. Membranlı kompressorlar.....	411
5.2.2. Pnevmatik mühərriklər.....	413
5.2.2.1. Pnevmatik motorlar.....	413
5.2.2.2. Porşenli pnevmatik silindrlər.....	417
5.2.2.3. Membranlı pnevmatik silindrlər	424
5.2.2.4. Döndərici pnevmatik silindrlər	425
5.3. Pnevmatik aparatlar.....	428
5.3.1. Pnevmatik paylayıcılar.....	428
5.3.1.1. Klapanlı pnevmatik paylayıcılar.....	428
5.3.1.2. Elektromaqnitli pnevmatik klapanlar.....	430
5.3.1.3. Yastı zolotnikli pnevmatik paylayıcılar.....	433
5.3.1.4. Ardıcılıq pnevmatik kranları	437
5.3.2. Pnevmatik mühərrikin sürətinin tənzimlənməsi	438
5.3.2.1. Pnevmatik mühərrikin sürətinin yol funksiyasına görə idarəetməsi.....	439
5.3.2.2. Pnevmatik mühərrikin sürətinin zaman funksiyasına görə idarəetməsi.	440
5.3.2.3. Pnevmatik mühərrikin tormozlanması.....	441
5.3.2.4. Pnevmohidravlik dempferlər.....	446
5.3.3. Pnevmatik tənzimləyicilər.....	447

5.3.3.1. Pnevmatik sərf tənzimləyiciləri.....	447
5.3.3.2. Pnevmatik təzyiq tənzimləyiciləri.....	449
5.3.3.3. Proporsional pnevmatik təzyiq reduktorları.....	452
5.3.4. Pnevmatik köməkçi aparatlar.....	454
5.3.4.1. Elektropnevmatik rele və təzyiq indikatoru.....	454
5.4.3.2. Elektropnevmatik ventil.....	456
5.3.5. Hidropnevmatik təzyiq çeviricisi.....	457
5.4. Pnevmatik intiqalların tipik sxemləri.....	461
5.4.1. Qidalanma mənbəyinə görə pnevmatik intiqalların əsas prinsipial sxemləri.....	461
5.4.1.1. Kompresorlu pnevmatik intiqallar.....	461
5.4.1.2. Magistrallı pnevmatik intiqallar.....	462
5.4.1.3. Qazogeneratorlu pnevmatik intiqallar.....	464
5.4.2. Pnevmohidravlik intiqallar və onların fraqmentləri. 466	
5.4.2.1. Pnevmohidravlik paylayıcılar.....	466
5.4.2.2. Pnevmatik intiqalların hidravlik sürət azaldıcısı	467
5.4.2.3. Hidravlik tormozlayıcılı pnevmatik intiqal.....	470
5.4.2.4. Hidravlik sürət stabilləşdiricili pnevmatik intiqal.... ..	472
5.4.3. Dövrəli hərəkətli pnevmatik intiqallar	474
5.4.3.1. Pnevmatik zaman relələri	474
5.4.3.2. Dövrü zaman müddətini təmin edən pnevmatik sistemlər.....	479
5.4.3.3. Kəsilməz rəqsi hərəkətli pnevmatik intiqallar	481
5.4.4. İzleyici pnevmatik intiqallar.....	483
5.4.5. Dəzgah əməliyyatlarını avtomatlaşdıran pnevmatik sistemləri.....	487
5.4.6. Yarımavtomat kəsici dəzgahın pnevmatik intiqalı...	488
İŞARƏLƏR VƏ İNDEKSLƏR.....	494
ƏDƏBİYYAT.....	496
ƏLAVƏLƏR.....	506

2. HİDRAVLİK APARATLAR

2. Hidravlik aparatlar

Həcmi hidravlik intiqalların tərkibinə əsas hissələrdən (nasos, hidravlik mühərrik, işçi maye) başqa, həmçinin köməkçi avadanlıqlar olan hidravlik aparatlar, hidravlik çeviricilər, işçi mayələrin kondisionerləri, hidravlik tutumlar, hidravlik xətlər və sair hidravlik avadanlıqlar daxildir.

Bu bölmədə həcmi hidravlik intiqallarda geniş istifadə olunan hidravlik aparatlar, hidropnevmatik akkumulyatorlar, hidravlik çeviricilər, mayeli amortizatorlar və sair köməkçi avadanlıqlara həsr olunmuş mövzular daxildir.

Müasir həcmi hidravlik intiqalların ayrılmaz hissəsi olan hidravlik aparatlar işçi mayenin axın istiqamətinin dəyişməsinə və onun əsas parametrləri olan təzyiq və ya sərfin tənzimlənməsinə xidmət edir. Bütün hidravlik aparatlar vahid prinsiplə işləyir, yəni maye axınının işçi keçid sahəsinin avtomatik və ya xaricdən təsiri ilə dəyişməsinə əsaslanır.

Hidravlik aparatların böyük müxtəlifliyini nəzərə alaraq, mövcud təqdim olunan bu bölmədə təcrübədə geniş tətbiq olunan hidravlik aparatlar nəzərdən keçirilir.

Müasir zamanda hidravlik intiqallarda diskret və hidravlik gücləndiricilər əsasında qurulan analoq tipli hidravlik hesablayıcı avadanlıq da geniş yayılmağa başlayıb. Hidravlik hesablayan avadanlıq iş tezliyi ilə, ölçülərlə və öz kütləsi ilə elektron hesablayan maşınlardan xeyli geridədir. Lakin onların bir neçə üstünlükləri mövcuddur, o cümlədən:

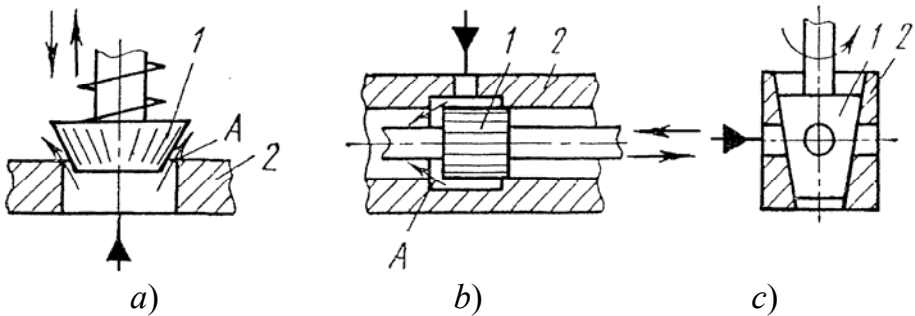
- partlayış təhlükəsi olmamağı;
- elektromaqnit sahələrə qeyri-həssaslığı;
- müqayisəli yüksək temperatur rejimlərdə işləmə qabiliyyəti, nisbətən kiçik qiyməti;
- qurğuda iki növ enerjinin yerinə (hidravlik və elektrik) yalnız birini – hidravlik enerjini istifadə olunması;
- yüksək səviyyəli vibrasiya, zərbə yükləmələr olan qurğularda elektron hesablayan maşınlarla nisbətən davamlı və s.

2.1. HİDRAVLİK APARATLAR HAQQINDA ÜMUMİ MƏLUMAT

Hidravlik intiqallarda hidravlik aparat adlı quruluş aşağıdakı funksiyaları yerinə yetirir:

- axının istiqamətini dəyişir;
- işçi maye axının açır və ya bağlayır;
- maye axının parametrlərini (təzyiq və ya sərf) dəyişir;
- axının parametrlərini sabit saxlayır.

Hər bir hidravlik aparatda bağlayıcı tənzimləyici element (BTE) olur və onun hərəkətli hissəsinin – klapanın, zolotnikin və ya kranın (şəkil 2.1.1) yerdəyişməsi zamanı maye axının işçi keçid kəsiyini A qismən və ya tam bağlanır.



Şəkil. 2.1.1. Bağlayıcı-tənzimləyici elementlərin (BTE) əsas konstruksiyaları:

a – klapan; b – zolotnik; c – kran

Hidravlik aparatların əsas parametrləri, hansılar ki adətən kataloqlarda və pasportlarında göstərilir, aşağıdakılardır:

- şərti keçid d_s , mm;
- nominal sərf Q_{nom} , $\text{dm}^3/\text{dəq}$ və ya dm^3/san ;
- nominal təzyiq p_{nom} , MPa;
- tam açıq vəziyyətdə aparatda təzyiq düşküsi Δp , MPa;

2.1. Hidravlik aparatlar haqqında ümumi məlumat

- işçi keçid kəsiyinin sahəsi S , mm^2 ;
- kütləsi m , kq və s.

Şərti keçid d_s (D_s ; D_y) – hidravlik aparatın keçid dəlik sahəsinin maksimal qiymətinə bərabər olan şərti dairənin diametrinə deyilir.

Şərti keçid diametrlərin d_s qiymətləri xüsusi qəbul olunmuş sıradan seçilir və bütün hidravlik aparatın əsas ölçüləri yalnız bu şərti diametrlərə görə hesablanır. Azərbaycan Respublikasında qəbul olunmuş şərti keçid diametrlər sırası cədvəl 2.1.1-də, mm-lə verilmişdir

Cədvəl 2.1.1

Nominal şərti keçid diametrlər d_s sırası

1			1,6	2	2,5	3		4	5	6		8;	10
	12		16	20	25		32	40	50		63	80	100
		125	160	200	250								

Nominal təzyiq p_{nom} – hidravlik aparatın normal xidmət resurs daxilində işlədiyi halda təyin olunmuş parametrlərini saxlama şərti ilə aparata daxil olan işçi mayenin ən böyük izafi təzyiqidir. Hidravlik aparatların nominal təzyiqinin qiyməti xüsusi qəbul olunmuş sıradan seçilir və onların hesablaması nominal təzyiqə əsasən aparılır. Adətən bu nominal təzyiqlər sıralanır və Azərbaycan Respublikasında qəbul olunmuş aşağıdakı cədvəldən seçilir (MPa) (cədvəl 2.1.2):

Cədvəl 2.1.2

Nominal təzyiqlər p_{nom} sırası

0.1	-	0.16	-	0.25	-	0.4	-	0.63	-
1	-	1.6	-	2.5	-	4	-	6.3	-
10	12.5	16	20	25	32	40	50	63	80
100	125	160	200	250	-	-	-	-	-

2.1. Hidravlik aparatlar haqqında ümumi məlumat

Nominal sərf Q_{nom} – hidravlik aparatın iş resurs daxilində işlədiyi halda təyin olunmuş parametrlərini saxlama şərti ilə vahid zamanda keçən müəyyən özlülü mayenin miqdarıdır. Nominal sərf qiyətləri hidravlik aparatlara uyğun sahə normalarında verilir (Azərbaycan Respublikasında qəbul olunmuş cədvəldən 2.1.3 seçilir ($\text{dm}^3/\text{dəq}$)).

Cədvəl 2.1.3

Nominal sərlər Q_{nom} sırası

1	-	1.6	-	2.5	3.2	4	5	6.3	8
10	12.5	16	20	25	32	40	50	63	80
100	125	160	200	250	320	400	500	630	800
1000	1250	1600	2000	2500	-	-	-	-	-

Hidravlik aparatın xarakteristikası onun müəyyən parametrləri arasındakı əsas funksional asılılıqlarla müəyyənəldirilir. Məsələn, drossel üçün əsas xarakteristika $Q_{dr} = f(\Delta p)$ asılılığıdır:

$$Q_{dr} = \mu S_{dr} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.1.1)$$

burada Q_{dr} – drosseldən keçən maye sərfi, m^3/san ; μ – sərf əmsalı, $\mu = 0,6 \dots 0,7$; $S_{dr} = \omega_{dr}$ – drosselin işçi en kəsiyinin sahəsi, m^2 ; ρ – işçi mayenin sıxlığı, kq/m^3 ; Δp – drosseldə maye təzyiqinin düşkü, Pa.

2.2. HİDRAVLİK APARATLARIN TƏSNİFATI

Hidravlik intiqallarda tətbiq olunan hidravlik aparatlar aşağıdakı amillərə əsasən təsnifat olunurlar:

1. Bağlayıcı-tənzimləyici elementin (BTE) konstruksiyalarına görə:

- zolotnikli;
- kran növlü;
- klapanlı.

2. Tənzimləmə imkanından asılı:

- tənzimlənən;
- tənzimlənməyən.

3. İşçi keçid kəsiyinin açılma xüsusiyyətinə görə:

- tənzimləyici;
- istiqamətləndirici.

4. Bağlayıcı-tənzimləyici elementinə təsir etmə prinsipinə görə:

- klapanlar;
- qeyri klapan təsirli hidravlik aparatlar.

5. Təyinatına görə:

- təzyiq klapanları;
- drossellər;
- paylayıcılar;
- əks klapanlar və b.

6. Hidravlik qurğuda birləşdirmə üsuluna görə:

- yivli borularla birləşən;
- bir-birinə sıxışdırılmaqla birləşən;
- şaquli kanallar vasitəsilə birləşdirilən modul tipli hidravlik aparatlar;

– gövdəsiz, hidravlik avadanlıqların daxildə xüsusi oturacaqlarında quraşdırılmış hidravlik aparatlar.

Hidravlik aparatlar avadanlıqlar qrupuna daxildirlər:

- təzyiq (qoruyucu, axıdıcı, ardıcılıq) klapanları, reduksiya

klapanları;

- əks klapanlar və hidravlik qıfıllar;
- istiqamətləndirici və drosselləşdirici hidravlik paylayıcıları;

- hidravlik taymerlər (ekspozisiya hidravlik klapanları), təzyiq relelər, təzyiq və sərfələr nisbəti hidravlik klapanları;

- hidravlik drossellər və məntiq hidravlik klapanlar və s..

Bağlayıcı-tənzimləyici elementlərin (BTE) konstruksiyalarında icraedici hissələr müxtəlif ola bilər:

- klapanlı tipli hidravlik aparatlarda (şəkil 2.2.1):

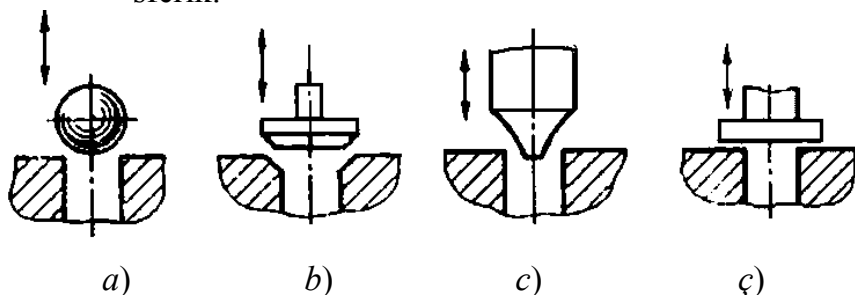
- kürəvi;
- konuslu;
- iynəvarı;
- yastı (nimçəli);

- zolotnik tipli hidravlik aparatlarda (şəkil 2.2.2):

- silindrik;
- yastı;

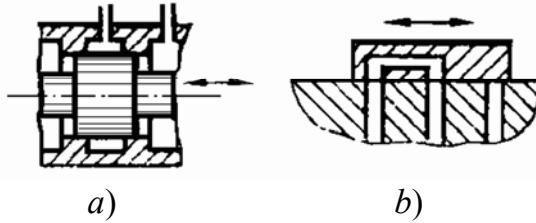
- kran tipli hidravlik aparatlarda (şəkil 2.2.3):

- yastı;
- silindrik;
- konusvarı;
- sferik.

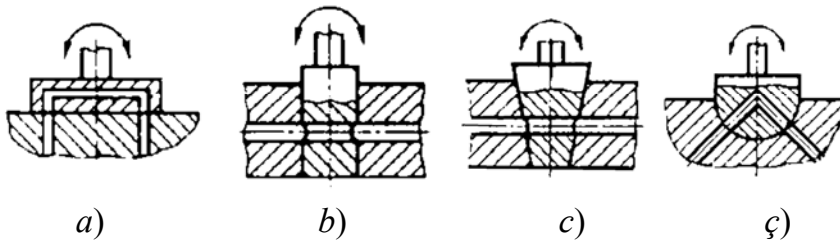


Şəkil 2.2.1. Klapanlı tipli BTE-lər:

a – kürəvi; *b* – konuslu; *c* – iynəvarı; *d* – yastı



Şəkil 2.2.2. Zolotnik tipli BTE-lər
a – silindrik; b – yastı



Şəkil 2.2.3. Kran tipli BTE-lər:

a – yastı; b – silindrik; c – konusvarı; ç – sferik

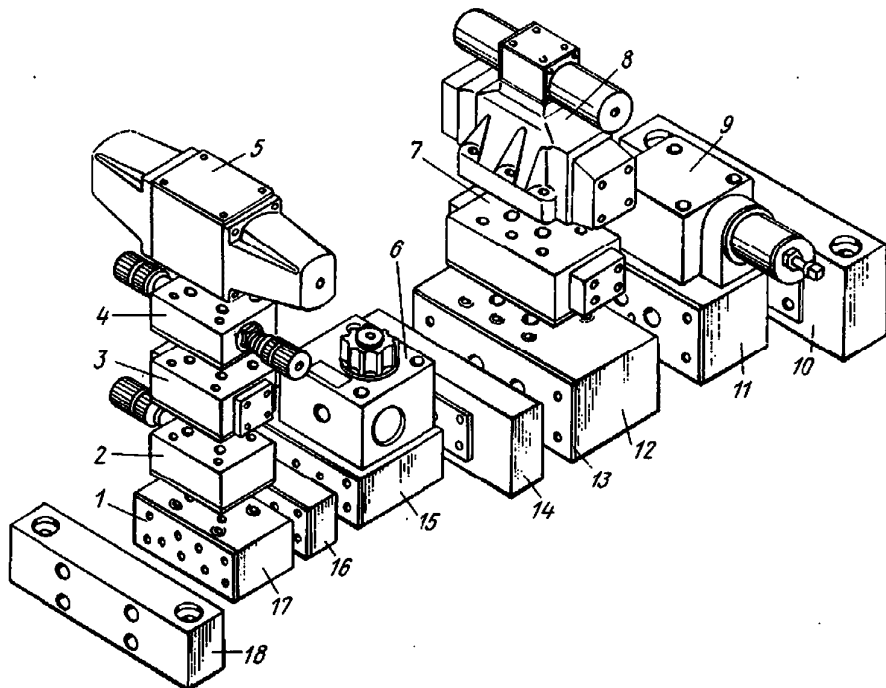
Şəkil 2.2.4-də, nümunə kimi, modul tipli bir neçə hidravlik aparatların birləşdirilməsi göstərilib. Modula daxil olmuş hidravlik aparatlar: tənzimlənən basqılı klapenlar 2 və 9, hidravlik qıfıllar 3 və 7, əks klapenli drossel 4, paylayıcılar 5 və 8, sərf (axın) tənzimləyicisi 6, dayaq bərkidicisi, quraşdırıcı və keçirdici (aralıq) plitələr 1, 10 - 18.

Modul tipli icrası olan hidravlik qurğuların tətbiqi birləşdirici boruların sayını xeyli azaldır və hidravlik aqreqatın unifikasiya səviyyəsini artırır, lakin eyni zamanda aqreqatın quraşdırma əndazə ölçüləri çoxlu sayda olan aralıq plitələr və keçirici kanallara görə müəyyən qədər artır.

Hidravlik aparatlarda növündən və yerinə yetirəcəyi funksiyalardan asılı olaraq bir neçə giriş və çıxış dəlikləri

mövcuddur. Hidravlik intiqalların prinsipial və yarım-konstruktiv sxemlərində hidravlik aparatların birləşdirici dəliklərinin işarələri Azərbaycan Respublikasında və digər ölkələrdə texniki sənədlərdə aşağıdakı kimi qəbul olunub:

1. P – təzyiq altında işçi mayenin daxili üçün dəlik;
2. A və B – əsas axınların digər hidravlik avadanlıqlarla birləşdirmək üçün dəliklər;
3. T – işçi mayeni hidravlik tutuma qaytarmaq üçün dəlik (axıtma dəliyi);



Şəkil 2.2.4. Modul tipli hidravlik aparatların birləşdirilməsi.

4. X , Y və Z – idarəedici axınlar üçün dəliklər;
5. L – sızmaları axıtmaq üçün dəlik (drenaj dəliyi);
6. C – çox seksiyalı (çox zolotnikli) hidravlik paylayıcılarda ümumi birbaşa axıtma kanalın dəliyi;

7. S – nasosun sorma dəliyi;

8. V – xarici yüksək təzyiqli mənbədən idarə etmək üçün dəlik;

9. M – nəzarət cihazları və diaqnostika avadanlıqları birləşdirmək üçün dəliklər.

Qeyd olunduğu kimi, hidravlik aparatların yerinə yetirdiyi funksiyasına görə onlar iki əsas növə bölünür:

– *istiqamətləndirici hidravlik aparatlar* – tam açılmaqda və ya tam bağlamaqda işçi maye axınının işə salınması, saxlanması və istiqamətinin dəyişdirilməsi üçün nəzərdə tutulmuşdur.

Bunlara daxildirlər:

- istiqamətləndirici hidravlik paylayıcılar;
- boşaldıcı klapanlar;
- əks klapanlar;
- hidravlik qıfıllar və s.;

– *tənzimləyici hidravlik aparatlar* – işçi keçid kəsiyinin qismən dəyişdirilməsi yolu ilə təzyiqin, sərfin və işçi maye axınının istiqamətinin dəyişdirilməsi və ya saxlanması üçün nəzərdə tutulmuşdur

Bunlara daxildirlər:

- tənzimlənən drossellər;
- reduksiya klapanları;
- drosselləşdirici paylayıcılar;
- axın tənzimləyiciləri;
- hidravlik bölüşdürücülər;
- axıdıcı klapanlar;
- məntiq hidravlik klapanları və s.

2.3. TƏZYİQ KLAPANLARI

Hidravlik aparatdan keçən işçi maye axının təsiri ilə işçi keçid kəsiyinin (işçi pəncərənin) açılmasının dəyişməsi baş verən hidravlik aparata **təzyiq klapanı** deyilir. Başqa sözlə, klapan, onun bağlayıcı-tənzimləyici elementin (BTE) işi üçün xarici təsiri tələb olunmayan, avtomatik vəziyyətdə işləyə bilən hidravlik aparatdır.

Təzyiq klapanları hidravlik sistemlərdə işçi maye təzyiqinin tənzimlənməsi üçün nəzərdə tutulmuşdur.

Klapanlar aşağıdakı amillərə görə təsnif olunur:

1. Təyinatına görə:

- təzyiq;
- reduksiya;
- təzyiqlər fərqi;
- təzyiqlər nisbəti klapanlar və s.;

2. Axının bağlayıcı-tənzimləyici elementinə təsirinə görə:

- düztəsirli klapanlar;
- qeyri-düztəsirli klapanlar.

Düztəsirli klapanlarda işçi keçid kəsiyi sahəsinin dəyişməsi işçi maye təzyiqin bağlayıcı-tənzimləyici elementə bilavasitə təsir etməsi hesabına baş verir. Lakin, işçi təzyiqin artması düztəsirli klapanların ölçülərinin və onun yayının sərtliliyinin nəzərə çarpacaq dərəcədə artmasına səbəb olur.

Buna görə də yüksək nominal təzyiqlərdə *qeyri-düztəsirli* (iki pilləli) klapanlar tətbiq edilir

İki pilləli klapanlarda pəncərənin ölçüsü bağlayıcı-tənzimləyici elementə aralıq klapan vasitəsilə maye axınının təsiri ilə dəyişdirilir. Maye təzyiqini idarə edən tənzimləyici köməkçi hidravlik aparat «təzyiq klapanı» adlanır. Maye gətirən hidravlik xətdə təzyiqi məhdudlaşdırmaq üçün tətbiq edilən klapan isə «basqı klapanı» adlanır. Gördüyü işə görə bu klapanlar əsas qoruyucu və dayaq klapanları adlanır. Belə klapanların həssaslığı artır və əsas bağlayıcı tənzimləyici elementin yayına təsir edən

qüvvə xeyli azalmış olur.

2.3.1. Düztəsirli təzyiq klapanları

2.3.1.1. *Təzyiq klapanlarının BTE-ləri və onların iş prinsipi*

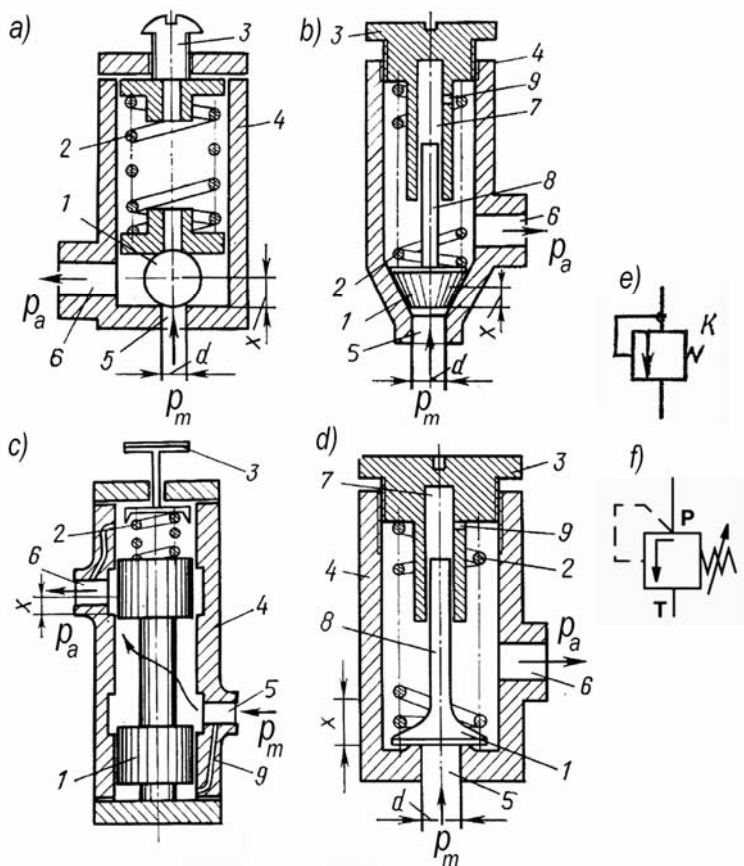
Qeyd olunduğu kimi, klapanlar bir neçə müxtəlif növ hidravlik aparatlarında tətbiq olunur. Onların iş prinsipi eyni olduğundan qoruyucu klapanların misalında onların əsas parametrlərini və xüsusiyyətlərini ətraflı nəzərdən keçirdək.

Hidravlik klapanlarından ən sadəsi düztəsirli klapanlardı. Bu tip klapanlı aparatlarda onların işçi keçid kəsiyi sahəsinin dəyişməsi işçi maye təzyiqin bağlayıcı-tənzimləyici elementinə bilavasitə təsirlə baş verir.

Kürə (*a*), konuslu (*b*), plunjerli (zolotnikli) (*c*) və yastı nimçəli (*d*) bağlayıcı-tənzimləyici elementli düztəsirli klapanların prinsipial sxemləri və onların hidravlik sxemlərdə qəbul olunmuş şərti işarələri (*e* və *f*) şəkil 2.3.1-də göstərilmişdir. Onlar gövdədən 4, bağlayıcı-tənzimləyici elementdən 1, silindrik yaydan 2 və lazımi dərəcədə onun sıxılmasını təmin edən tənzimləyən quruluş 3-dən (vint, qayka və s.) ibarətdir. Gövdə 4-də işçi mayeni daxil və xaric etmək üçün dəliklər (5 və 6) nəzərdə tutulmuşdur. Klapanın bağlayıcı-tənzimləyici elementin gövdənin daxilində olan oturacaq yeri *yəhər* adlanır.

Klapanı hidravlik sistemə quraşdırma zamanı yayın ilkin sıxılması nəticəsində bağlayıcı-tənzimləyici elementi yəhərə sıxılıb, klapanın yüksək təzyiq altında olan giriş və çıxış axıtma xətləri bir birində ayrılmış vəziyyətdə olur.

Klapanın daxil olan dəliyində mayenin işçi təzyiqi yayın köklənmiş təzyiqindən artıq olduqda bağlayıcı-tənzimləyici elementi yəhərdən ayrılaraq (qalxaraq), klapanın giriş və axıtma xətləri bir biri ilə birləşdirir və işçi maye klapandan keçərək birbaşa axıtma xətinə daxil olur. Klapanın giriş xəttindəki təzyiq düşdükdə BTE yenidən yayın təsiri ilə yəhərə sıxılır.



Şəkil 2.3.1. Düztəsirli klapanların prinsipial sxemləri (a, b, c, d) və onların hidravlik sxemlərdə qəbul olunmuş şərti işarələri (e, f)

BTE-rin növləri: a – kürə şəkilli; b – konuslu; c – plunjerli (zolotnikli); d – yastı nimçəli növü.

1 – BTE (klapan); 2 – yay; 3 – nizamlayıcı vint; 4 – gövdə; 5 – daxil dəliyi; 6 – xaric dəliyi; 7 – dempfer kamerası; 8 – klapanın istiqamətləndirici mili (plunjer); 9 – dempfer kanalı;

p_m – girişdəki təzyiq; p_a – çıxışdakı təzyiq;

d – daxil dəliyin diametri; x – BTE-in gediş yolu (qalxma hündürlüyü)

Klapanın girişindəki təzyiq yenidən artarsa, BTE qalxır (yəhərdən ayrılır) və bu proses təkrarlanır. Bu zaman hidravlik sistemdə işçi təzyiqin vibrasiyası və BTE-in yəhərə zərbə ilə sıxılması müşahidə olunur, bu isə klapanın tədricən hermetikliyinin pozulmasına və onun hissələrinin yeyilməsinə gətirib çıxardır.

BTE-in ehtizaz (rəqs) hərəkətinin tezliyinin və yəhərlərə düşən zərbə qüvvəsinin azaltmaq məqsədilə klapanlarda hidravlik dempferlərdən (hidravlik tormozlardan) istifadə olunur (şəkil 2.3.1, *b* və *d*). Dempfer tərtibatı kameradan 7 və onun daxilində hərəkət edən plunjer 8-dən ibarətdir. Maye ilə dolu kamera axıtma xətlə kalibrənilmiş 0,8...1,0 mm diametrli kanal 9 ilə birləşdirilmişdir. BTE yəhərdən qalxanda plunjer 8 dempferin kameradakı 7 maye həcmiini sıxışdırıb onu oradan çıxardır. Plunjerin hərəkətinin sürətinə mütənəşib əmələ gələn hidravlik müqavimət BTE-in hərəkətinin tezliyini və zərbə qüvvələrini xeyli dərəcədə azaldır.

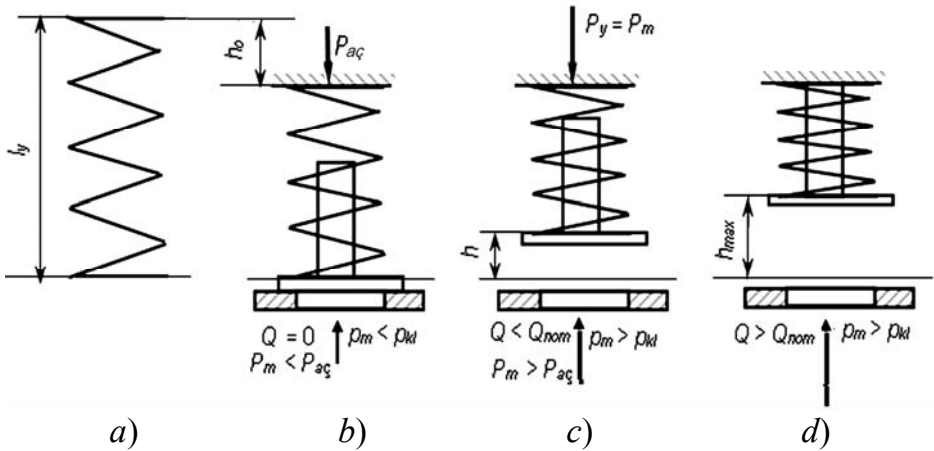
Düztəsirli klapanların əsas üstünlüyü onların işinin teztəsirliyidir. Lakin, böyük işçi təzyiqlərdə onların ölçüləri həddindən artması və işinin qeyri stabilliyi düztəsirli klapanlara məxsus nöqsanlardır.

Klapanın iş prinsipi yayın ilkin sıxılma qüvvəsinin $P_o = P_{a\zeta}$, bağlayıcı-tənzimləyici elementinə təsir edən işçi mayenin təzyiq qüvvəsi P_m ilə tarazlılığına əsaslanır (şəkil 2.3.2). Sürtünmə və ətalət qüvvələri nəzərə alınmamaq şərti ilə, aşağıdakı ifadə yerinə yetirilərsə, klapan açılmağa başlayacaqdır:

$$P_m \geq P_{a\zeta} = P_o = c h_o. \quad (2.3.1)$$

Burada $P_{a\zeta}$ – yayın ilkin sıxılmasına tətbiq olunan qüvvə (yayın ilkin sıxılma qüvvəsi P_o), N; c – yayın sərtliyi, N/m; h_o – yayın ilkin sıxılması, m; P_m – mayenin klapanə təsir edən təzyiq qüvvəsidir:

$$P_m = \Delta p_{kl} S_{kl\ a\zeta} = \Delta p_{kl} \frac{\pi d_o^2}{4} = (p_m - p_a) \frac{\pi d_o^2}{4}, \quad (2.3.2)$$



Şəkil 2.3.2. Klapın yayının sıxılma vəziyyətləri:

- a* – yayın ilkin vəziyyəti (klapandan kənar);
- b* – klapanın bağlanmış (yayın ilkin sıxılmış) vəziyyətində;
- c* – klapanın açılmış (yayın əlavə sıxılmış) vəziyyətində;
- d* – klapanın tam açılmış (yayın maksimal sıxılmış) vəziyyətində

harada Δp_{kl} – klapanda maye axının təzyiq düşküsi; $S_{kl\ a\check{c}}$ – klapanın açılma zamanı onun işçi sahəsi; p_m – klapanın altında olan mayenin təzyiqi; p_a – klapandan sonrakı (axıtma) təzyiqi; d_o – klapanın oturacaq yerində dəliyin (yəhərin) diametridir (çox vaxt bu diametr şərti keçid diametri kimi qəbul olunur: $d_o = d_s$), m (şəkil 2.3.3).

Adətən, p_a – axıtma təzyiqi kiçik olduğundan ($p_a \ll p_m$), o çox vaxt nəzərə alınmır. Onda

$$P_m = p_m \frac{\pi d_o^2}{4}. \quad (2.3.3)$$

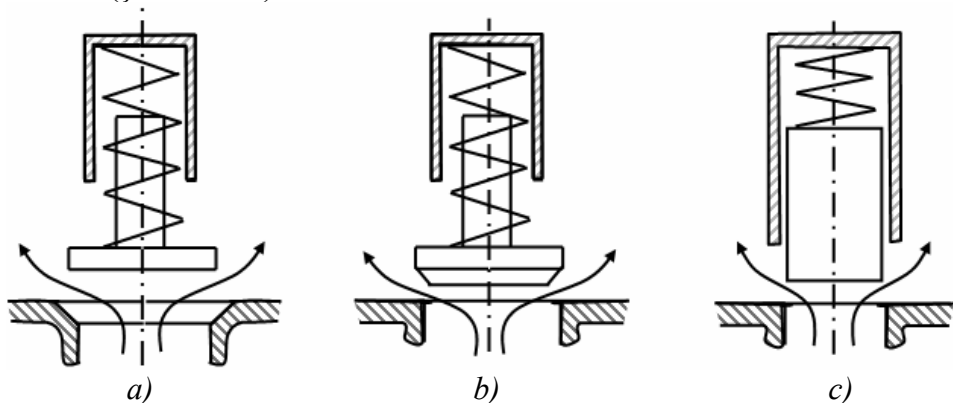
Yayın ilkin sıxılma qüvvəsinə $P_o = P_{a\check{c}}$ malik olan maye təzyiqi klapanın *açılma təzyiqi* $p_{a\check{c}}$ adlanır:

$$p_{a\zeta} = \frac{4P_{a\zeta}}{\pi d_o^2} = \frac{4ch_o}{\pi d_o^2} \cdot \quad (2.3.4)$$

Beləliklə, klapanın açılması onun altında olan mayenin təzyiqi p_m klapanın açılma təzyiqinə $p_{a\zeta}$ bərabər və ya artıq olduqda baş verir:

$$p_m \geq p_{a\zeta} \cdot \quad (2.3.5)$$

Hidravlik aparatlardakı klapanlar, nasos klapanlarından fərqli olaraq, oturacaq yəhərlərlə kifayət qədər iti haşiyə üzrə təmasda olurlar (şəkil 2.3.3).



Şəkil 2.3.3. Klapanların təmasda olan kipləşdirici səthlərinin növləri:

a – klapanın haşiyəsi yəhərin konusuna sıxılır; *b* – klapanın konusu yəhərin haşiyəsinə sıxılır; *c* – zolotnik tipli kipləşdirmə.

Bu şəkildə hidravlik klapanların BTE-rin təmasda olan kipləşdirici səthlərinin əsas tipləri göstərilmişdir: “haşiyə konusla”, “konus haşiyə ilə”, zolotnik tipli. İti tipli haşiyələr vasitəsilə bağlanmış klapanı keyfiyyətli kipliyi əldə etmək olar. Qeyd etmək lazımdır ki, həcmi nasoslardan fərqli olaraq, hidravlik aparatların klapanları yüksək giriş təzyiqinə və təzyiq düşküsünə

(35...45 MPa qədər) məruzdurlar. Təzyiq artdıqca klapanların işləməsinin avtoehtizaz (özü-özünə rəqs) rejiminə keçməsinin ehtimalı yüksəlir.

Hidravlik aparatların klapanlarına irəli sürülən əsas tələbatları bağlanmış vəziyyətdə lazımi kipliyini yaratmaq, avtoehtizazsız işləməsi, yaydan və axıtma hissədən asılı $p = f(Q)$ xarakteristikasının istilən formasında olmasından ibarətdir.

2.3.1.2. Təzyiq klapanlarının xarakteristikaları

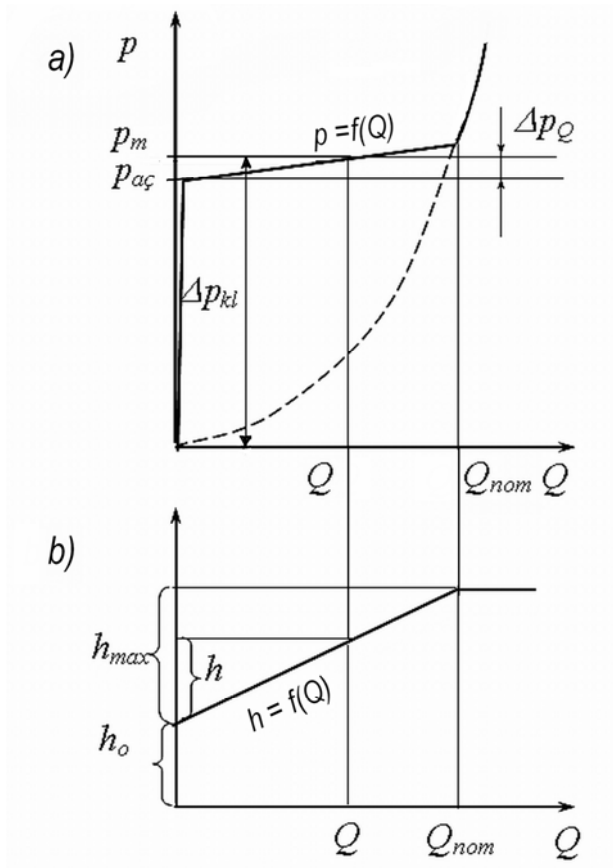
Klapanların keyfiyyəti onların statik və dinamik xarakteristikası ilə müəyyən edilir. Qərarlaşmış rejimdə müxtəlif sabit yüklərdə giriş və çıxış kəmiyyətlərinin bir-biri ilə asılılığını *statik* xarakteristika ifadə edir. Bu xarakteristika təzyiqin p və bağlayıcının yerdəyişməsinin h -in sərfdən Q asılılıqlarını ($p = f(Q)$ və $h = f(Q)$) göstərir (şəkil 2.3.4).

Dinamik xarakteristika klapanın BTE-in yer dəyişdikdə gedən prosesləri: yükün, sərfin dəyişməsinə və s. müəyyən edir. Buraya məcburi titrəyişli rejimdə tezlik xarakteristikası da daxildir. (şəkil 2.3.5).

Klapan statik rejimdə işləmək üçün onun hesablanması, məlum təzyiq düşküsündə Δp tələb olunan sərfi Q təmin edən işçi pəncərənin sahəsini təyin etməkdən ibarətdir. Sərf ilə təzyiq düşküsünün asılılığı konuslu klapanlar üçün aşağıdakı düsturla ifadə olunur:

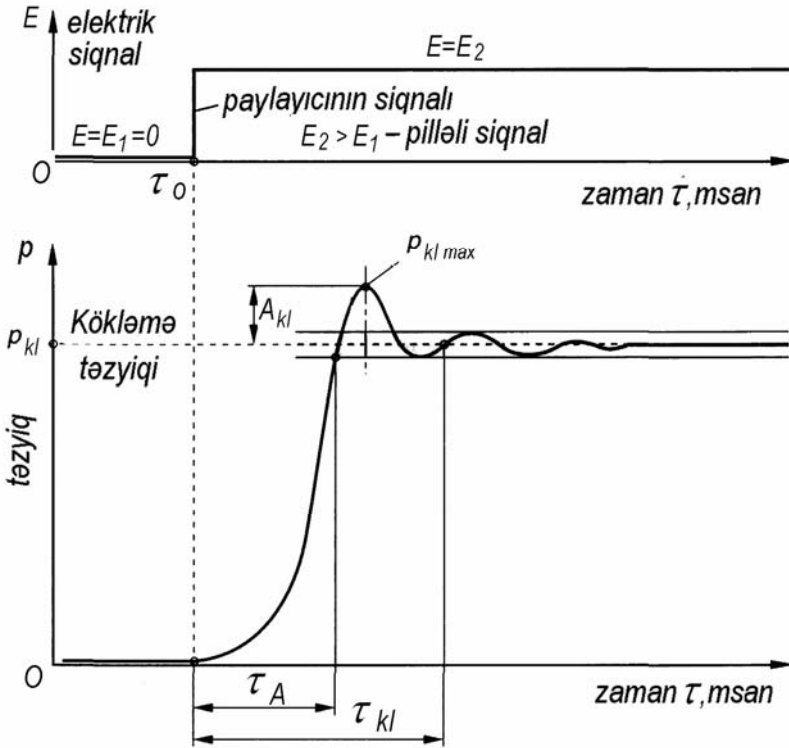
$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.3.6)$$

burada μ – sərf əmsalı; S – keçid sahəsi; v_n – maye axınının təzyiq sürəti, ρ – mayenin sıxlığıdır.



Şəkil 2.3.4. Klapanın altında təzyiqin p (a) və klapanın qalxma hündürlüyün h (b) keçən maye axının sərfindən Q nümunəvi statik asılılıqları

Klapanda işçi pəncərənin sahəsi S klapanın qaxma hündürlüyündən h və dəyişən sərf əmsalı μ -dən asılıdır. Şəkil 2.3.6-da sərf əmsalının μ konus klapanın maili bucağı $\alpha = 45^\circ$ olduqda, müxtəlif təzyiq düşkülərində Δp ($\Delta p = p_m - p_a$) Re qiymətindən təcrübi asılılıq əyrisi verilmişdir. Re ədədinin qiyməti aşağıdakı düsturla hesablanır:



Şəkil 2.3.5. Klapanın nümunəvi dinamik xarakteristikası:

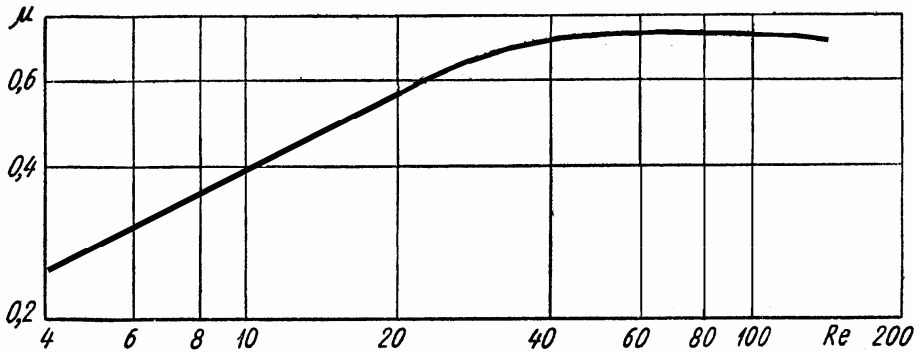
E – hidravlik sistemə daxil olan elektrik siqnalı;
 τ_A – klapanın gecikmə zamanı; τ_{kl} – klapanın stabil rejimə çıxma zamanı; A_{kl} – klapanın təzyiqlər amplitudı;
 $p_{kl\ max}$ – hidravlik sistemdə ifrat maksimal təzyiq

$$Re = \frac{4v r_h}{\nu} = \frac{4Qf}{2\nu \pi d} = \frac{2Q}{\pi dv}, \quad (2.3.7)$$

burada: r_h – keçid sahəsinin hidravlik radiusu, $r_h = \frac{f}{\sigma}$, σ – islanmış perimetr, $\sigma = 2\pi d$; d – bağlayıcı ilə klapanın yəhəri

2.3. Təzyiq klapanları

arasındakı aralığın diametridir. Təcrübə 30° və 50° temperaturunda AMQ-10 yağı ilə aparılmışdır.



Şəkil 2.3.6. Düzətəsirli klapanın sərf əmsalının maye axının Re ədədi qiymətindən asılılığı

Əyri iki hissədən – $Re < 40$ və $Re > 40$ ibarətdir. $Re < 40$ olduqda μ -nün qiymətini $\mu = 0,126 Re$ tənliyi ilə hesablamaq olar. $Re > 40$ olduqda, praktiki olaraq, μ Re -dən asılı olmur. Bu hissədə $\mu = const = 0,75$ götürmək olar. $Re \gg 40$ olduqda $\mu = const = 0,8$ qəbul edilir.

2.3.1.3. Konuslu klapanlar

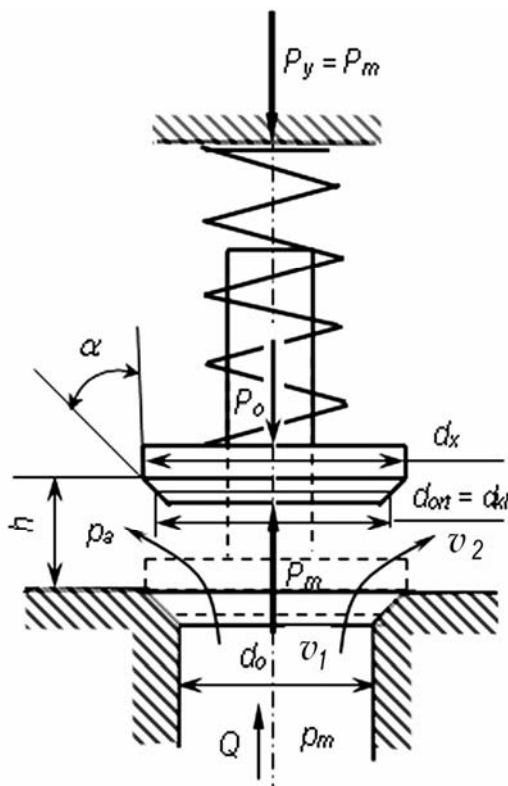
Konuslu klapanın iş sxemi şəkil 2.3.7-də göstərilmişdir.

Açılmış vəziyyətdə konus şəkilli klapandan keçən maye axının sərfi Q ilə klapandakı təzyiq düşküsi Δp_{kl} arasında aşağıdakı asılılıq yaranır:

$$Q = \mu \pi d_{ort} h \sin \alpha \sqrt{\frac{2 \Delta p_{kl}}{\rho}}, \quad (2.3.8)$$

burada Q – klapanın aralığından keçən sərf, m^3/san ; μ – aralığın sərf əmsalı; d_{ort} – klapanın aralığının orta diametri (çox vaxt $d_{ort} =$

$d_{kl} = d_o$), m; h – klapanın açılmış vəziyyətdə qalxma hündürlüyü, m; α – klapanın ara səthinin mailliyi (konus tipli klapalar üçün $\alpha = 30^\circ \dots 60^\circ$; kürəvi klapalar üçün $\alpha = 45^\circ$, yastı klapalar üçün $\alpha = 90^\circ$, yəni $\sin \alpha = 1$); ρ – mayenin sıxlığı, qk/m^3 .



Şəkil 2.3.7. Konuslu klapanın iş sxemi

Konuslu klapanda təzyiq düşküsinin keçən maye axının sərfinin qiymətindən asılılığı kvadratik (turbulent) zonada aşağıdakı kimidir:

$$\Delta p_{kl} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{\mu \pi d_{or} h \sin \alpha} \right)^2. \quad (2.3.7)$$

Klapanın açılması onun yəhərdən h hündürlüyünə qalxmasına müvafiqdir (şəkil 2.3.7):

$$h = \frac{Q}{\mu \pi d_{ort} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2 \Delta p_{kl}}}. \quad (2.3.8)$$

Aralıqdan keçən sərfin Q təminatı üçün və yayın h ölçüyə əlavə sıxılmasına yönəldilmiş klapanla əlavə lazımı təzyiq düşküsi Δp_Q sərf olunur (şəkil 2.3.4, a):

$$\Delta p_Q = \Delta p_{kl} - p_{a\zeta} = p_m - p_{a\zeta}, \quad (2.3.9)$$

burada $\Delta p_{kl} \approx p_m$ – klapanın aralığında olan ümumi təzyiq düşküsidür, Pa.

Klapanın tam açılması h_{max} isə klapandan keçən maye axınının sərfindən və klapanın konstruksiyasından asılıdır (şəkil 2.3.4, b):

$$h_{max} = \frac{Q_{nom}}{\mu d_{ort} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2 \Delta p_{kl}}}, \quad (2.3.10)$$

burada Q_{nom} – klapandan keçən mayenin nominal sərfidir. $Q > Q_{nom}$ olduqda, $h = h_{max} = \text{sabit}$ qalır və qoruyucu klapan adi kvadratik drossel kimi hidravlik aparat olur (şəkil 2.3.4, b).

Klapanın açılma zamanı (keçən maye axının sərfi Q artır) yaya təsir edən qüvvə $P_{y a\zeta}$ (şəkil 2.3.7):

$$P_{y a\zeta} = P_m = P_{a\zeta} + ch = c(h_o + h), \quad (2.3.11)$$

olacaqdır, haradaki

$$ch = \Delta p_Q \frac{\pi d_{kl}^2}{4}. \quad (2.3.12)$$

Onda, açılmış vəziyyətdə keçən maye axının sərfi Q ilə konus tipli klapanadakı təzyiq düşküsi Δp_{kl} arasında aşağıdakı kimi yazmaq olar:

$$\begin{aligned} Q &= \mu \pi d_{ort} \Delta p_Q \frac{\pi d_{kl}^2}{4c} \sin \alpha \sqrt{\frac{2 \Delta p_{kl}}{\rho}} \approx \\ &\approx \mu \pi^2 (p_m - p_{a\zeta}) \frac{d_o^3}{4c} \sin \alpha \sqrt{\frac{2 p_m}{\rho}}. \end{aligned} \quad (2.3.13)$$

Klapanların hesabında əvvəlcədən Δp_Q -ya mümkün qədər minimal qiymət verməklə və klapanın maksimal qalxma hündürlüyünü qəbul edib, yayın lazımi sərtliyini təyin etmək olar:

$$c = \Delta p_Q \frac{\pi d_o^2}{4h}. \quad (2.3.14)$$

Klapanın bağlanan vəziyyətində (keçən maye axının sərfi Q azalır) maye təzyiqinin qüvvəsinin təsir etdiyi sahəsi $S_{bağ}$ aşağıdakı kimi hesablanır:

$$S_{bağ} = \frac{\pi d_o^2}{4} + \frac{\pi}{4} (d_x^2 - d_{kl}^2) = \frac{\pi d_{ort}^2}{4} + \frac{1}{2} \frac{\pi}{4} (d_x^2 - d_{ort}^2), \quad (2.3.15)$$

burada d_x – klapanın kipləşdirici həlqəsinin xarici diametri (şəkil 2.3.7).

Klapanın konstruksiyasından asılı olaraq bu sahə $S_{bağ}$ ilkin açılma zamanı vəziyyətində maye təzyiqinin qüvvəsinin təsir edən sahəsindən S_a böyük ola bilər:

$$S_{bağ} \geq S_a, \quad (2.3.16)$$

və onda klapanın tam bağlanma təzyiqi $p_{bağ}$ açılma təzyiqindən $p_{a\zeta}$ kiçikdir:

$$p_{bağ} < p_{aç} \quad (2.3.17)$$

və ya

$$p_{bağ} = \frac{ch_o}{\frac{\pi d_o^2}{4} + \frac{\pi}{4}(d_x^2 - d_{kl}^2)} < p_{aç} = \frac{ch_o}{\frac{\pi d_o^2}{4}}; \quad (2.3.18)$$

burada $p_{bağ}$, $p_{aç}$ – ilkin sıxılmış klapanın yayının təsirini dəf etmək üçün bağlanan və açılan zaman bağlayıcı tənzimləyici elementin altında olan mayenin sərf olunan təzyiqləri.

Klapanın açılma və bağlanma təzyiqləri arasındakı fərq bərabərdir (şəkil 2.3.8):

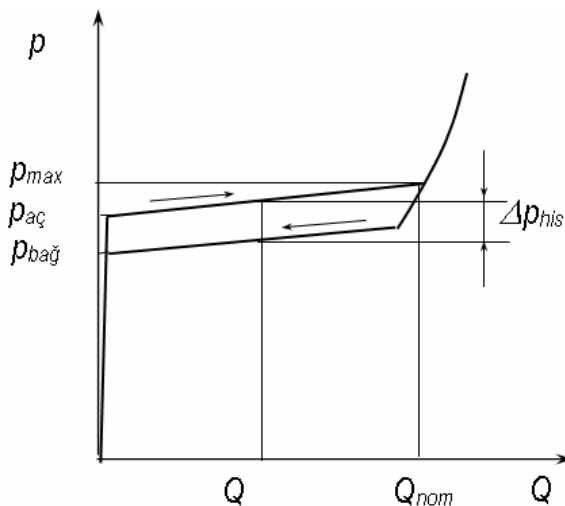
$$\Delta p_{his} = p_{aç} - p_{bağ}. \quad (2.3.19)$$

Bu təzyiqlər fərqi klapanın *histerezisi* adlanır. Histerezis qoruyucu klapanın işinə mənfi təsir göstərir və onun işinin sabitliyini aşağı salır. Δp_{his} kəmiyyətinin azaldılmasına kipləşdirici həlqənin sahəsini mümkün qədər azaltmaq ($d_{ort} \rightarrow d_s$) və sürtünmə qüvvəsini kiçiltməklə nail olmaq olar.

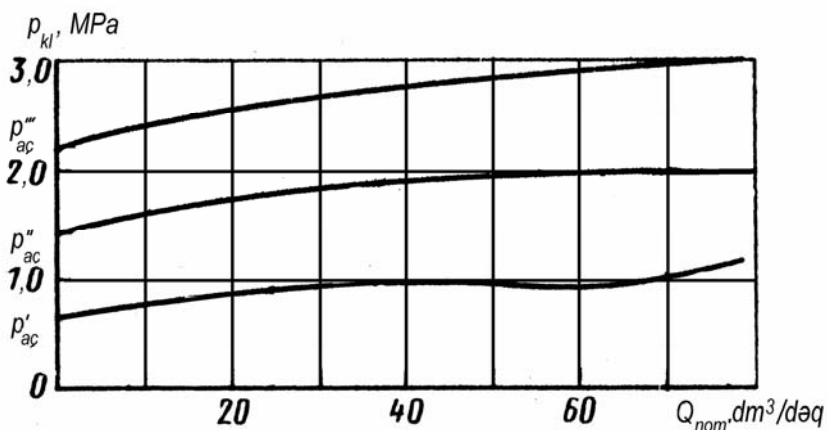
Klapanın işinin stabilləşdirilməsi üçün və onun rəqsi hərəkətinin aradan qaldırılması məqsədilə müxtəlif dempfer konstruksiyalılarından istifadə olunur.

Nümunə kimi, şəkil 2.3.9-də düztəsirli konus tipli hidravlik klapanın maye axının təzyiq düşküününün p_{kl} nominal sərfdən Q_{nom} və kökləmə təzyiqlərindən $p_{aç}$ təcrübi üsulu ilə qurulan asılılıqları göstərilmişdir. Bu əyrilər klapanın ilkin kökləmə müvafiq açılma təzyiqlərə aiddirlər: $p_{aç} = 0,6; 1,4$ və $2,3$ MPa. Həmin klapanın qalxma hündürlüyünün h keçən maye axının sərfindən Q_{nom} və açılma təzyiqlərdən $p_{aç}$ şəkil 2.3.10-da təcrübi asılılıqları verilmişdir.

2.3. Təzyiq klapanları



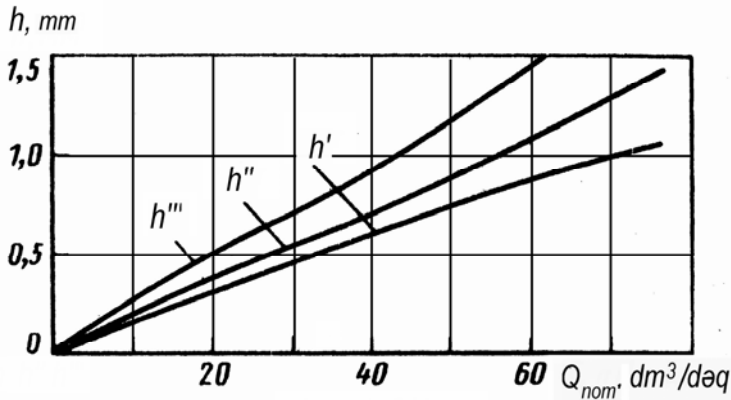
Şəkil 2.3.8. Klapanın təzyiqinin histirezisi



Şəkil 2.3.9. Müxtəlif təzyiqlərə köklənmiş düztəsirli konus tipli klapanada maye axının təzyiq düşküsinün keçən sərfdən nümunəvi asılılığı:

kökləmə təzyiqlərin qiymətləri:

$$p'_{aç} = 0,6 \text{ MPa}; \quad p''_{aç} = 1,4 \text{ MPa}; \quad p'''_{aç} = 2,3 \text{ MPa}.$$



Şəkil 2.3.10. Düz təsirli klapanın BTE-nin (klapanın) qalxma hündürlüyünün keçən maye axının sərfindən müxtəlif kökləmə təzyiqlərdə asılılığı:

burada: $h' - p'_{a\phi} = 0,6 \text{ MPa}$; $h' - p''_{a\phi} = 1,4 \text{ MPa}$;
 $h' - p'''_{a\phi} = 2,3 \text{ MPa}$ olduqda.

2.3.1.4. Klapanın təsir edən hidravlik dinamik qüvvə

Bağlayıcı yəhərdən ayrıldıqdan sonra ($h > 0$), maye drosselləndiyi yerdə yayın qüvvəsi istiqamətində əsir edən, klapanı qapamağa çalışan hidravlik dinamik qüvvə P_h yaranır. Bu qüvvəyə hidravlik dinamik yay kimi baxmaq olar.

Hidravlik dinamik qüvvə klapanın bağlayıcısına təsir edən maye axınının reaksiya qüvvəsidir. Bu qüvvə bağlayıcıya təsir edən qüvvələrin müvazinətini pozur. Bəzən bu müvazinət tənliyində bağlayıcıya təsir edən ümumi qüvvələrin 50 %-ni təşkil edir.

Hərəkət miqdarının dəyişmə qanununa əsas hidravlik dinamik qüvvənin ox istiqamətindəki əvəzləyici (şəkil 2.3.7) bərabərdir:

$$P_h = Q\rho(v_1 - v_2 \cos \alpha) \quad (2.3.20)$$

2.3. Təzyiq klapanları

burada Q – həcmi sərf; ρ – mayenin sıxlığı; v_1 və v_2 – maye axınının bağlayıcıdan əvvəlki və sonrakı sürətləri; α – maye axınının klapanın aralığından aralanma bucağıdır.

Tədqiqatlar göstərir ki, α bucağı, adətən, 70° -dən kiçikdir. $v_1 \ll v_2$ olduğundan bir çox hallarda hesablamada v_1 nəzərə alınmır. Onda:

$$P_h = -Q\rho v_2 \cos \alpha \quad (2.3.21)$$

Sərf artdıqda hidravlik dinamiki qüvvənin P_h artdığı üçün klapanın bağlayıcısının qalxması da artır. Təcrübədə çox zaman yayın sərtliyi anlayışına uyğun olan *hidravlik dinamiki sərtlik* anlayışından istifadə edilir:

$$c_h = \frac{\Delta P_h}{\Delta h} , \quad (2.3.22)$$

burada Δh – maye axınının sərfinin artması ilə klapanın əlavə qalxmasının artımıdır.

c_h və yayın sərtliyi $c = \frac{\Delta p_y}{\Delta h}$ böyük sərhəddə dəyişir.

Onda klapanın ümumi sərtliyi bərabərdir:

$$c_{kl} = c_h + c = \frac{\Delta p_h + \Delta p_y}{\Delta h} . \quad (2.3.23)$$

Təcrübə göstərir ki, hidravlik dinamiki sərtlik bir çox hallarda yayın sərtliyindən ən azı iki dəfə çox olur. Nəticədə açılmış vəziyyətdə klapanə təsir edən ümumi qüvvənin ΔP artımı yayla təsir edən qüvvənin artımından böyük olur:

$$\Delta P \gg \Delta P_{yay} . \quad (2.3.24)$$

Odur ki, klapanın bağlayıcısına təsir edən qüvvə artımı yayın

mexaniki sərtliyi ilə yaranan qüvvədən xeyli artıqdır:

$$\Delta P = \Delta P_h \gg \Delta P_{yay} . \quad (2.3.25)$$

Maksimal sərfdə P_{max} bərabərdir:

$$P_{max} = \Delta p_{max} S_{ef} = c(h_o + h) + Q\rho v_2 \cos \frac{\alpha}{2} \pm R, \quad (2.3.26)$$

və buradan klapanda maksimal təzyiq düşküsi tapıla bilər:

$$\Delta p_{max} = \frac{1}{S_{ef}} \left[c(h_o + h) + Q\rho v_2 \cos \frac{\alpha}{2} \pm R \right], \quad (2.3.27)$$

harada S_{ef} – klapanın işçi effektiv sahəsi; R – sürtünmə qüvvəsidir.

2.3.1.5. Lövhləli (yastı) klapanlar

Bəzi hidravlik aparatlarda yaxşı kipliyinə və etibarlılığına görə yastı nimçəli klapanlardan istifadə edilir (şəkil 2.3.11).

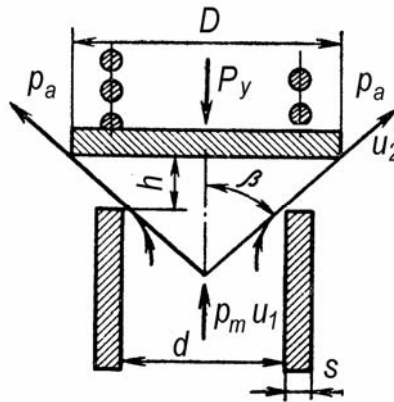
Bu tipli klapan açıldıqda onun bağlayıcısına – nimçəyə mayenin təsir qüvvəsi bərabərdir:

$$P = \Delta p_f + Q\rho(u_1 - u_2 \cos \beta) \quad (2.3.28)$$

burada $\Delta p = p_m - p_a$ klapan nimçəsindən əvvəl və sonrakı təzyiqlər;

$f = \frac{\pi d^2}{4}$ – klapanın yuvasının sahəsi; $Q\rho(u_1 - u_2 \cos \beta)$ – mayenin

hərəkət miqdarı dəyişdikdə yaranan hidravlik dinamiki qüvvə; Q – həcmi sərf; ρ – mayenin sıxlığı, u_1 və u_2 – bağlayıcıdan əvvəlki və sonrakı mayenin sürətləri, β – klapanın aralığından keçən maye sırnağının əyilmə bucağıdır.



Şəkil 2.3.11. Yastı nimçəli klapanın hesablama sxemi

β -nın qiyməti h -dan asılı olaraq dəyişir. h , D , d və s -in artması ilə β azalır. Bunun dəqiq qiymətinin təyini çox mürəkkəb olduğundan təqribi olaraq təcrübədən alınan nəticə ilə təyin edilir. $D = d$ olduqda $\beta = 69^\circ$ götürmək olar. $D > d$ olduqda və bağlayıcı az qalxdıqda $\beta = 90^\circ$ götürülür. Klapan açıldıqdan sonra ($h > 0$) bağlayıcıya təsir edən yayın qüvvəsi:

$$P_y = P_o + ch = (h_o + h)c. \quad (2.3.29)$$

$P_o = ch_o$ – yayın başlanğıcındakı ($h = 0$ olduqda) qüvvəsidir; h_o – yayın başlanğıcındakı ($h = 0$ olduqda) sıxılması; h – Q sərfini təmin edən bağlayıcının dəyişən qalxmasıdır.

Buna görə də klapanın müvazinət şərti bağlayıcı açılana qədər:

$$P_o = ch_o = \Delta p f, \quad (2.3.30)$$

açıldıqdan sonra:

$$P_y = (h_o + h)c = \Delta p f + Q\rho(u_1 - u_2 \cos\beta), \quad (2.3.31)$$

burada Δp_o və Δp $h = 0$ və $h > 0$ olduqda təzyiq düşküsidir. Q az

olduqda maye axının reaktiv qüvvəsini nəzərə almamaq olar. Onda:

$$(h_o + h)c = \Delta p f,$$

buradan

$$h_o + h = \frac{\Delta p f}{c}. \quad (2.3.32)$$

(2.3.31) tənliyindən yastı klapanda təzyiq düşküsünü aşağıdakı kimi tapmaq olar:

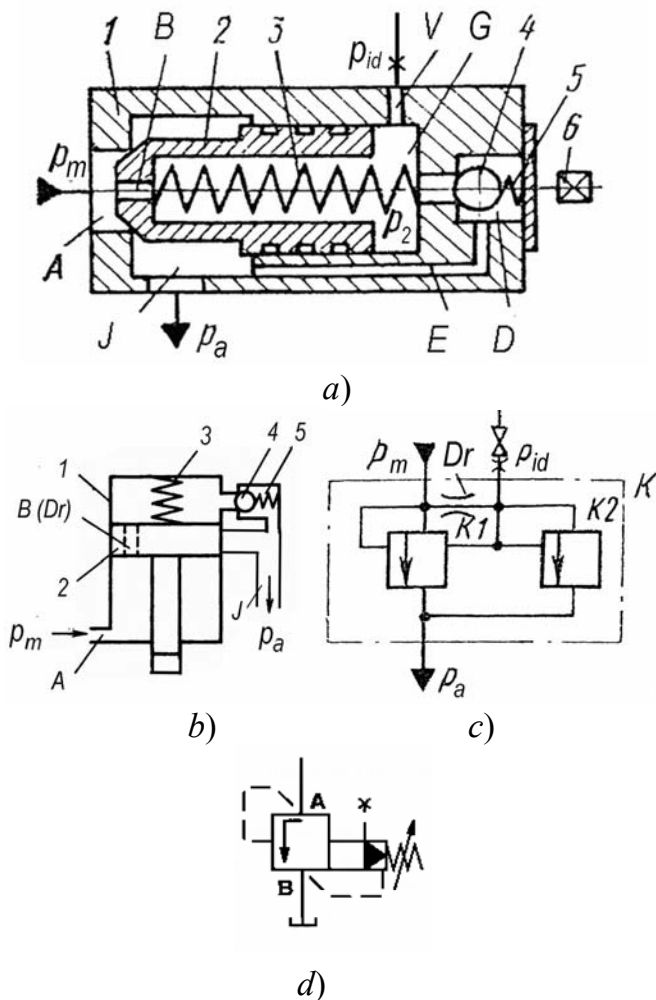
$$\Delta p = \frac{P_y}{f} - \frac{Q\rho(u_1 - u_2 \cos \beta)}{f}. \quad (2.3.33)$$

2.3.2. Qeyri-düztəsirli klapanlar və onların iş prinsipi

Qeyri-düztəsirli klapanlar (şəkil 2.3.12), yuxarıda qeyd olunduğu kimi, yüksək nominal təzyiqlərdə istifadə olunur. Qeyri-düztəsirli klapanın (K) gövdəsində 1 əsas konusvari klapandan 2 (K_1) başqa, yayı 5 olan köməkçi kürəvi klapanda 4 (K_2) vardır. Əsas klapanın yayına 3 düşən qüvvəni azaltmaq məqsədilə G boşluğu drossel B (Dr) vasitəsilə basqı A boşluğu ilə birləşdirilib (şəkil 2.3.9, b). Klapanın 4 kökləmə təzyiqi vint 6 vasitəsilə aparılır. D boşluğu E kanalı vasitəsilə J boşaltma boşluğu ilə birləşdirilib.

Əsas klapanın 2 yayının 3 ilkin sıxılması hesabına yaranan qüvvə və həmin istiqamətdə G boşluğunda olan mayenin təzyiq qüvvəsi təsir edir. Bu qüvvələr klapan 2 -ni yəhərə sıxışdırırlar. A boşluğunda p_m təzyiqinin artması ilə G boşluğunda da təzyiq yüksəlir. Bu təzyiq buraxıla bilən p_2 qiymətinə çatdıqda, onun təsiri altında kürəvi klapan 4 açılır və işçi maye G boşluqdan klapan 4 keçərək D boşluğuna, daha sonra isə E kanalı vasitəsilə axıdıcı axın xəttinə J daxil olur. Mayenin drosseldən B axması zamanı G boşluğundakı təzyiq p_2 azalır və mayenin təzyiqlər fərqi ilə yaranan

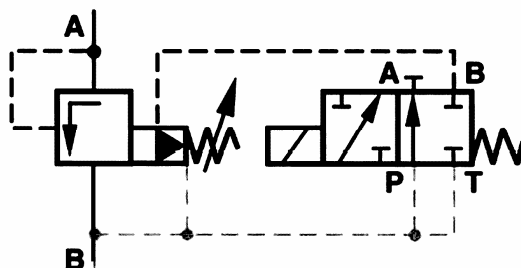
qüvvəsinin təsiri altında əsas klapan 2 sağa doğru sürüşərək A boşluğunu J axın boşaltma boşluğu ilə bilavasitə əlaqələndirir.



Şəkil 2.3.12. Qeyri-düztəsirli klapanın yarımkonstruktiv (a), sadələşdirilmiş (b) sxemləri və onun qrafiki (c) və sadələşdirilmiş qrafiki (d) işarələri.

Klapan 2 həmçinin G boşluğundakı p_2 təzyiqinin məsafədən

olaraq p_{id} təzyiqin aşağı düşməsi hesabına da yükləmədən azad ola bilər. Bunun üçün V kanalının çıxışında olan ventillə vasitəsilə idarəedici xətt ilə birləşdirmək lazımdır (şəkil 2.3.12). Şəkil 2.3.13-də qeyri-düztəsirli klapanın məsafədən iki vəziyyətli üç xətlə normal bağlanmış hidravlik paylayıcı ilə idarə olunma sxemi göstərilmişdir.



Şəkil 2.3.13. Qeyri-düztəsirli klapanın məsafədən iki vəziyyətli üç xətlə normal bağlanmış hidravlik paylayıcı ilə idarə olunma sxemi

Qeyri-düztəsirli klapanlar iş prosesində düztəsirli klapanlara görə bir neçə üstünlüklərə malikdirlər və bu səbəbdən onlar müxtəlif tipli klapanlar qurğularda geniş yer tutmuşdurlar. Şəkil 2.3.14-də düztəsirli və qeyri-düztəsirli klapanların müxtəlif kökləmə təzyiqlərdə xarakteristikalarının müqayisəsi verilmişdir. Buradan görünür ki, qeyri-düztəsirli klapanların $p_m = f(Q)$ xarakteristikası düztəsirli klapanlar xarakteristikasına görə daha ideal (nəzəri) xarakteristikaya yaxındır.

2.3.3. Basqılı klapanlar

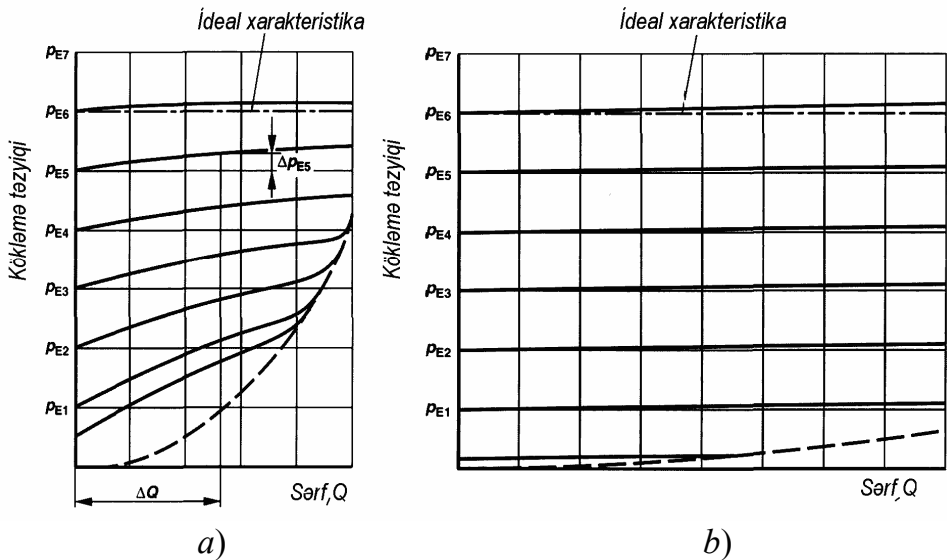
Basqılı klapanlar hidravlik sistemdə təzyiqin məhdudlaşdırılmasının təmini üçün istifadə olunur. Basqılı klapanlar əsas iki növ olur:

- qoruyucu klapanlar;

2.3. Təzyiq klapanları

– axıdıcı klapanlar.

Çox vaxt bu iki növ klapanın funksiyaları bir hidravlik klapanada yerinə yetirilir. Basqlı klapanların konstruksiyalarının müxtəlifliyinə baxmayaraq, onların BTE-ləri və onların iş prinsipi 2.3.1 və 2.3.2 bölmələrdə göstərilmiş klapanlar iş prinsipi kimidir. Qoruyucu və axıdıcı klapanların işlərinə və konstruksiyalarına məxsus fərqli tələbatlar müvafiq bölmələrdə göstəriləcəkdir.



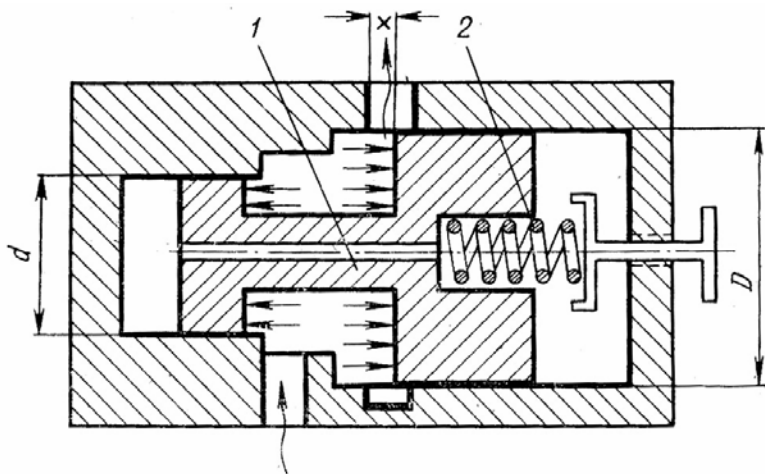
Şəkil 2.3.14. Düzətəsrli (a) və qeyri-düzətəsrli (b) klapanların müxtəlif kökləmə təzyiqlərdə təcrübi statik xarakteristikalarının müqayisəsi

Qeyd olunduğu kimi, nisbətən böyük təzyiqlərdə düztəsrli klapanlarda yayın sərtliyi və ölçüləri xeyli artır. Buna görə düztəsrli basqlı klapanların ölçülərini və kütlələrini azaltmaq üçün diferensial tipli klapanlardan istifadə olunur.

Diferensial tipli klapan (şəkil 2.3.15) D və d diametrli iki qurşaqlı (iki diametrli) plunjerdən ibarətdir. İşçi maye plunjerin daxilində olan kanala görə plunjerin hər iki yan səthlərinə təsir edə

bilir.

Plunjerin qurşaqlarının diametrlərinin fərfinə görə ($D > d$) işçi mayenin təsir edən BTE-in aktiv sahəsi azalır və yaya düşən qüvvə də azalır. Bu səbəbdən yayın və klapanın bütövlükdə kütləsi və ölçüləri azalır.



Şəkil 2.3.15. Diferensial tipli klapanın prinsipial sxemi

Diferensial tipli klapanın yayının ilkin sıxılma qüvvəsi aşağıdakı tənlikdən tapılır:

$$P_{aç} = p_m \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right). \quad (2.3.34)$$

Plunjerin yan səthlərinin diametrlərinin (D və d) arasındakı fərq azaldıqca yayın ilkin sıxılma qüvvəsi də azalır. Lakin, bu fərqin hansısa bir qiymətində plunjerlə klapanın gövdə arasındakı sürtünmə qüvvəsi $P_{sür}$ yayın ilkin sıxılma qüvvəsindən $P_{aç}$ böyük ola bilər ($P_{sür} \geq P_{aç}$) və klapan tərpənməz vəziyyətdə qalar.

Buna görə diferensial tipli klapanlarının konstruksiyalarında aşağıdakı əlaqə yerinə yetirilməlidir:

$$\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \geq \frac{1}{4} \frac{\pi d^2}{4}. \quad (2.3.35)$$

Diferensial tipli klapanların mənfi cəhəti ondan ibarətdir ki, klapanın açılma anında maye axınının sərfinin və təzyiqinin sıçrayışla dəyişməsidir. Bu səbəbdən klapanın BTE-in (plunjerin) gediş addımı x məhdudlaşdırılır:

$$x \leq \frac{1}{16D} (D^2 - d^2). \quad (2.3.36)$$

2.3.4. Qoruyucu klapanlar

2.3.4.1. *Qoruyucu klapanların BTE-ləri və əsas göstəriciləri*

Qoruyucu klapanlar hidravlik sistemi işçi mayenin təzyiqinin müəyyən olunmuş (hədd) qiymətlərindən artması zamanı onun təsirindən qorunmasına xidmət edir. Bu klapanlar *vaxtaşırı* olaraq işləyir və onun açılması yalnız sistemdəki işçi təzyiqin əvvəlcədən qoruyucu klapanın tənzimləyici tərtibatı vasitəsilə müəyyən edilmiş (köklənmiş) qiymətindən artması zamanı baş verir. Buna görə də bu klapanlara olan əsas tələblər – yüksək kiplilik və klapanın stabilliyidir.

Qoruyucu klapanlar *düz* və *qeyri-düztəsirli* olurlar. Klapanların işə düşmə qüvvəsini azaltmaq üçün diferensial tipli klapanlar tətbiq edilir.

Qoruyucu klapanların bağlayıcı-tənzimləyici elementlərinin (BTE) konstruksiyalarından xüsusiyyətindən asılı olaraq, onlar:

- diyircəkli (kürəvi) (şəkil 2.3.16, *a*);
- konusvari (şəkil 2.3.16, *b* və *c*);
- zolotnikli (şəkil 2.3.16, *ç*) olurlar.

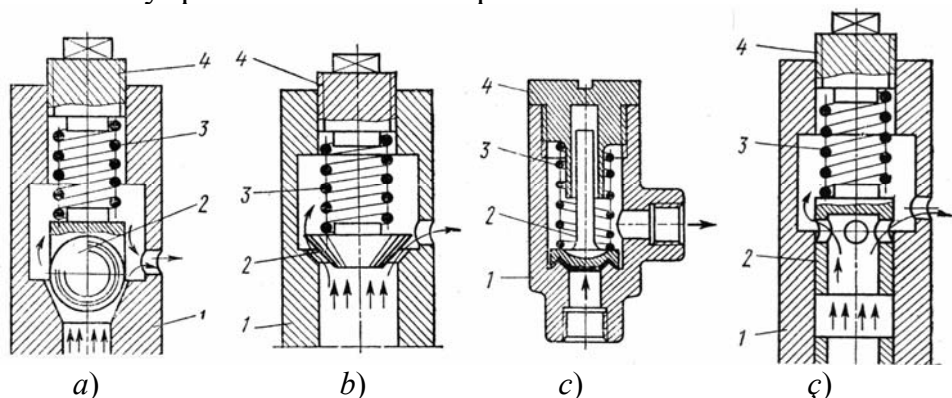
Qoruyucu klapanlara olan əsas tələbatlar:

2.3. Təzyiq klapanları

– yükədən azad olmanın təsir müddətindən və dayanma vaxtlarından asılı olmayaraq müntəzəm işi hesabat rejimində dinamik davamlılıq;

– işə düşmənin minimal gecikməsi (histerezisin minimal olması);

– təzyiqin sərfədən mümkün qədər asılı olunmaması.



Şəkil 2.3.16. Hidravlik qoruyucu klapanların BTE-ri:

a – diyərcəkli; *b, c* – konusvari; *ç* – zolotnikli; *1* – gövdə;

2 – bağlayıcı element; *3* – yay; *4* – tənzimləyici vint

Qoruyucu klapanların işini xarakterizə edən əsas parametrləri:

– şərti keçid diametri d_s , mm;

– nominal təzyiq p_{nom} , MPa;

– işçi mayenin sərfi:

– nominal sərf Q_{nom} , $\text{dm}^3/\text{dəq}$;

– minimal sərf Q_{min} , $\text{dm}^3/\text{dəq}$.

– nominal təzyiq düşküsu (işçi mayenin kinematik özlülüyü $\nu = 33 \text{ mm}^2/\text{san}$ olduqda və $Q_{min} \dots Q_{nom}$ hədlərində) Δp , MPa.

Qoruyucu klapanların işi statik və dinamik xarakteristikalarla səciyyələndirilir, nümunələr şəkil 2.3.4 və 2.3.5-də verilir.

2.3.4.2. *Γ66-3 tipli qoruyucu hidravlik klapanın konstruksiyası və iş prinsipi*

Hidravlik klapanların konstruksiyaları və onların iş prinsipi ilə tanış olmaq üçün nümunə kimi geniş yayılmış Γ66-3 tipli hidravlik klapanın konstruksiyasını və onun iş prinsipini nəzərdən keçirək (şəkil 2.3.15). Γ66-3 tipli təzyiq hidravlik klapanın əsas texniki xarakteristikası cədvəl 2.3.1 verilmişdir.

Γ66-3 tipli hidravlik klapanlar bir neçə funksiya yerinə yetirə bilirlər. Onlar düz-təsirli qoruyucu, düztəsirli axıdıcı və əks klapanlar kimi istifadə olunurlar. Bu tipli klapanların işi birbaşa və ya distansiyadan (məsafədən) hidravlik idarəetmə köməkçi borular vasitəsilə idarə oluna bilərlər.

Şəkil 2.3.15-də Γ66-3 klapanın konstruksiyası iki vəziyyətdə göstərilmişdir: *a* – qoruyucu və əks klapanlar bağlı vəziyyətdə və *b* – qoruyucu klapan açılmış və əks klapanlar bağlı vəziyyətdə.

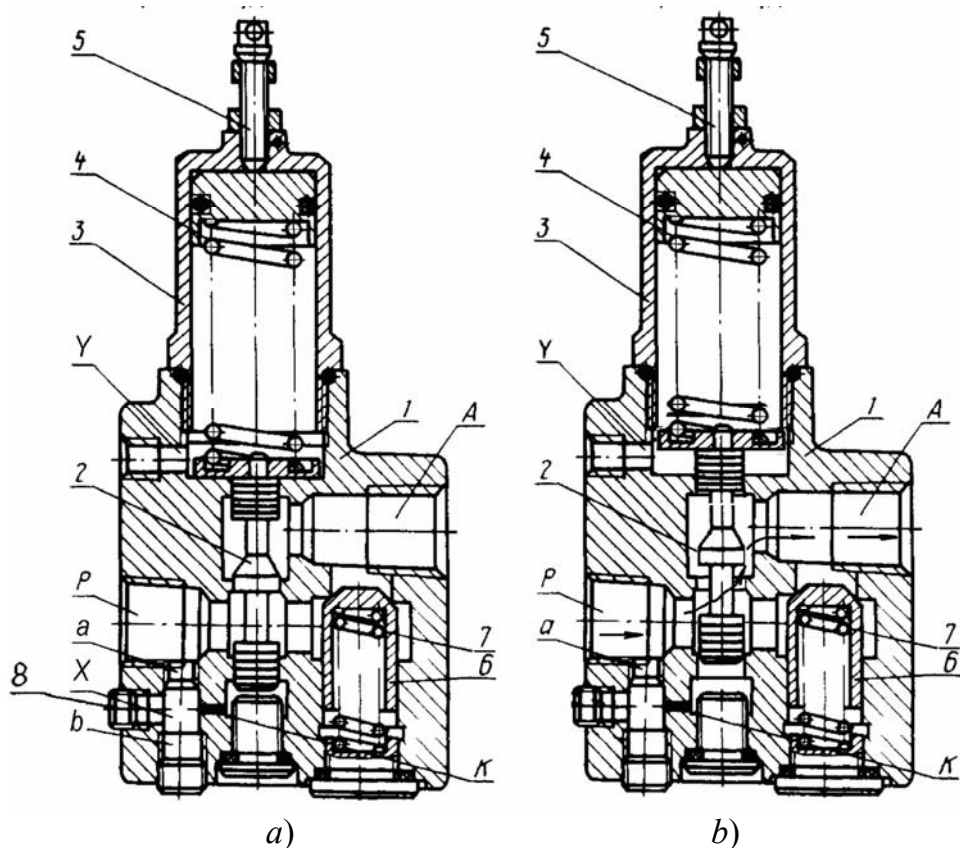
Hidravlik klapanının gövdəsinin 1 daxilində yandan yayla 4 sıxılmış zolotnik 2 və 7 saylı yayla tam bağlanmış əks klapan 6 yerləşdirilmişdir. 4 saylı yayın zolotnikə 2 təsir qüvvəsi vint 5 ilə tənzimlənir.

Γ66-3 qoruyucu hidravlik klapanın işi. İşçi maye *P* dəliyə daxil olub, *A* dəlikdən xaric olarsa hidravlik klapan qoruyucu klapan kimi, işçi maye *A* dəliyə daxil və *P* dəlikdən xaric olarsa, onda əks klapan kimi işləyir.

Γ66-3 hidravlik klapan *qoruyucu klapan* kimi istifadə etdikdə işçi maye 1 saylı gövdənin *P* dəliyinə daxil olub, kanalı *a* və dempferi *k* (sakitləşdiricini) keçdikdən sonra zolotnikin 2 yan səthinin altına daxil olur. Mayenin zolotnikin 2 yan səthinə təsir edən qüvvə o biri yan səthinə 4 saylı yayla təsir edən qüvvə ilə tarazlaşır.

İşçi mayenin təzyiqi *P* dəlikdə 4 saylı yayla əvvəlcədən təyin olunmuş və köklənmiş təzyiqə və ya *Y* xəttindəki idarəedici təzyiqə çatdıqda zolotnik 2 qalxır və maye axını *A* dəlikdən xaric olunur

(şəkil 2.3.15, b).



Şəkil 2.3.15. Borular vasitəsilə quraşdırılan əks klapanlı Γ66-3 tipli qoruyucu klapanın konstruksiyası:

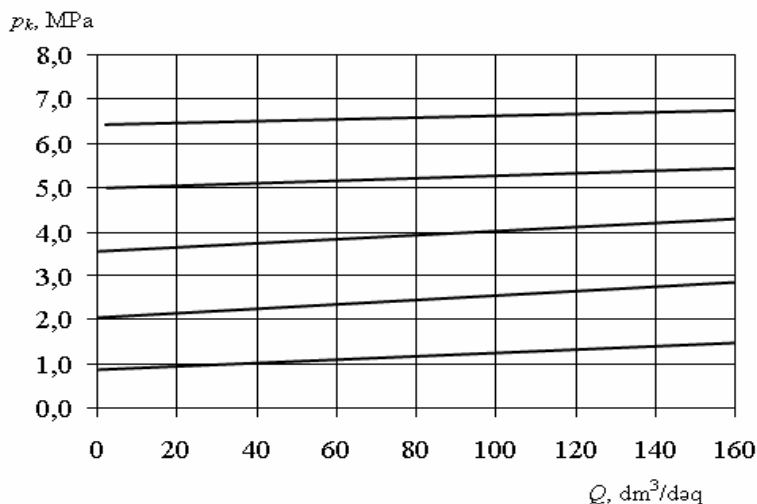
- a) qoruyucu və əks klapanlar bağlı;
b) qoruyucu klapan açılmış vəziyyətdə:

1 – gövdə; 2 – zolotnik; 3 – örtük; 4, 7 – yaylar;
5 – tənzimləyici vint; 6 – əks klapan; 8 – tıxac

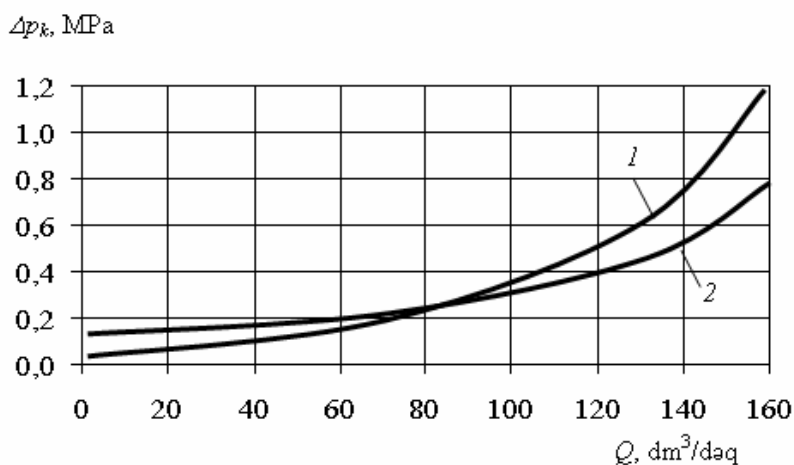
Γ66-3 tipli qoruyucu hidravlik klapanın texniki xarakteristikası

	<i>Parametrlər</i>	<i>Norma</i>
1.	Şerti diametr, mm	20
2.	Maye axının nominal sərfi, $\text{dm}^3/\text{dəq}$	125
3.	Kökləmə nominal təzyiqi, MPa	10,0
4.	Girişdə nominal təzyiq, MPa	20,0
5.	Daxili hermetiklik (daxili maksimal sızmalar), $\text{sm}^3/\text{dəq}$	90
6.	Maye sərfinin minimal qiymətindən maksimal qiymətinə qədər dəyişdikdə köklənən nominal təzyiqin dəyişilməsi, MPa	0,40
7.	Köklənən nominal təzyiqin dəyişilməsinin maye sərfindən asılılığı $p_k = f(Q)$	pasportdakı qrafiklə
8.	İdarəetmə təzyiqi, MPa, (artıq olmamaqla) X xətdə Y xətdə	23,0 10,0
9.	Nominal təzyiq düşküsi, MPa	0,65
10.	Təzyiq düşküsinin maye sərfindən asılılığı $\Delta p = f(Q)$	pasportdakı qrafiklə
11.	Nominal maye sərfi əks klapandan keçdikdə təzyiq düşküsi, MPa	0,50
12.	Əks klapanın açılma təzyiqi, MPa, (az olmamaqla)	0,15
13.	Əks klapandan keçdikdə maye sərfindən təzyiq düşküsinin asılılığı $\Delta p = f(Q)$	pasportdakı qrafiklə
14.	Kütlə (mayesiz), kq	5,4

2.3. Təzyiq klapanları



Şəkil 2.3.16. $\Gamma 66-3$ tipli qoruyucu klapanın köklənmə təzyiqinin maye axının sərfindən asılılığı (pasporta əsasən)
($d_s = 20$ mm və $p_{nom} = 6,3$ MPa)



Şəkil 2.3.17. $\Gamma 66-3$ tipli qoruyucu klapanada maye axının təzyiq düşküsi (pasporta əsasən)

1 – maye axınının düz istiqamətində; 2 – maye axının əks klapanıdan keçdikdə ($d_s = 20$ mm və $p_{nom} = 6,3$ MPa)

Kiçik diametrlili dəlik k (dempfer) zolotnikin 2 titrəməsinə azaltmağına xidmət edir.

Hidravlik klapandan *əks klapan* kimi istifadə etdikdə işçi maye A dəliyə daxil olub, öz təzyiqi ilə zəif 7 saylı yayla yaradılan qüvvəni dəf edib, əks klapanı 6 yəhərdən aralayır və sərbəst P dəlikdən xaric olunur (şəkildə bu vəziyyət göstərilməyib).

Γ66-3 qoruyucu klapanın köklənməsi təzyiqin iş zamanı ondan keçən maye axının sərfindən asılılığı $p_k = f(Q)$ şəkil 2.3.16-da göstərilib. Maye axınının düz istiqamətdə (qoruyucu klapandan keçdikdə) onda baş verən təzyiq düşküsi $\Delta p = f(Q)$ şəkil 2.3.17-dən (əyri 1), əks klapandan keçdikdə isə əyri 2-dən (şəkil 2.3.17) tapmaq olar.

Məsələ 2.3.1.

Aşağıda verilənlərə görə konuslu qoruyucu klapanı hesablamaq (şəkil 2.3.7):

- klapanın açılma (kökləmə) təzyiqi $p_{a\phi} = 6,3$ MPa,
- klapandan keçən maye axının sərfi $Q_n = 182$ dm³/dəq = 3,03 dm³/san olduqda açılmış vəziyyətdə klapandakı təzyiqin artması $\Delta p_Q = 0,5$ MPa. İşçi maye: sıxlığı $\rho = 890$ kq/m³ olan mineral yağdır.

Həlli. Klapanın birləşdirici boruda işçi zamanı maye axının sürətini $v = 5$ m/san qəbul olduqda, klapanın şərti diametri d_s :

$$d_s = \sqrt{\frac{4Q_n}{\pi v}} = 1,13 \sqrt{\frac{3,03 \cdot 10^{-3}}{5}} = 0,0262 \text{ m} = 26,2 \text{ mm}.$$

$d_s = 32$ mm və klapanın konusluğunun bucağı $\alpha = 45^\circ$ qəbul edirik. Klapanın xarici diametrini $d_x = 33$ mm qəbul edək, onda klapanın orta diametri $d_{ort} = d_s + 0,5 = 32,5$ mm.

Klapanın qalxma hündürlüyü h :

$$\begin{aligned}
 h &= \frac{Q_n}{\mu \pi d_{ort} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2(p_{a\zeta} + \Delta p_Q)}} = \\
 &= \frac{3,04 \cdot 10^{-3}}{0,61 \cdot 3,14 \cdot 32,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,707} \sqrt{\frac{890}{2(6,3 + 0,5)10^6}} = \\
 &= 0,00056 \text{ m} = 0,56 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Burada μ – klapanın sərf əmsəlidir, $\mu = 0,61$.

Yayın sərtliyi c olmalıdır:

$$\begin{aligned}
 c &= \frac{\Delta p_Q}{h} \frac{\pi d_s^2}{4} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{0,00056} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} = \\
 &= 717714 \text{ N/m} = 720 \text{ N/mm}.
 \end{aligned}$$

Yayın ilkin sıxılması üçün lazımı qüvvə $P_{a\zeta}$:

$$P_{a\zeta} = p_{a\zeta} \frac{\pi d_s^2}{4} = 6,3 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} = 5064 \text{ N}.$$

Yayın ilkin sıxılma hündürlüyü h_o :

$$h_o = \frac{P_{a\zeta}}{c} = \frac{5064}{720} = 7,03 \text{ mm}.$$

Klapanın bağlanma təzyiqi $p_{bağ}$:

$$p_{bağ} = \frac{P_o}{\frac{\pi d_s^2}{4} + \frac{1}{2} \frac{\pi}{4} \left[(d_s + 0,001)^2 - d_s^2 \right]} =$$

$$\begin{aligned} &= \frac{5064}{\frac{3,14}{4} \left(0,032^2 + \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot 0,032 \cdot 0,001 \right)} = \\ &= 6,28 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 6,28 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Klapanın histirezisi Δp_{his} :

$$\Delta p_{his} = p_{a\check{c}} - p_{ba\check{g}} = 6,30 - 6,28 = 0,02 \text{ MPa}.$$

Klapanın kipləşdirici (dayaq haşiyənin) sahəsi

$$\begin{aligned} S_{kip} &= \frac{\pi}{4} \left[(d_{\check{s}} + 0,001)^2 - d_{\check{s}}^2 \right] = \frac{3,14}{4} \left[(0,032 + 0,001)^2 - 0,032^2 \right] = \\ &= 0,0000496 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Dayaq haşiyə səthində təzyiq:

$$\sigma = 1,5 \frac{P_{a\check{c}}}{S_{kip}} = 1,5 \frac{5064}{0,0000496} = 153 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 153 \text{ MPa}.$$

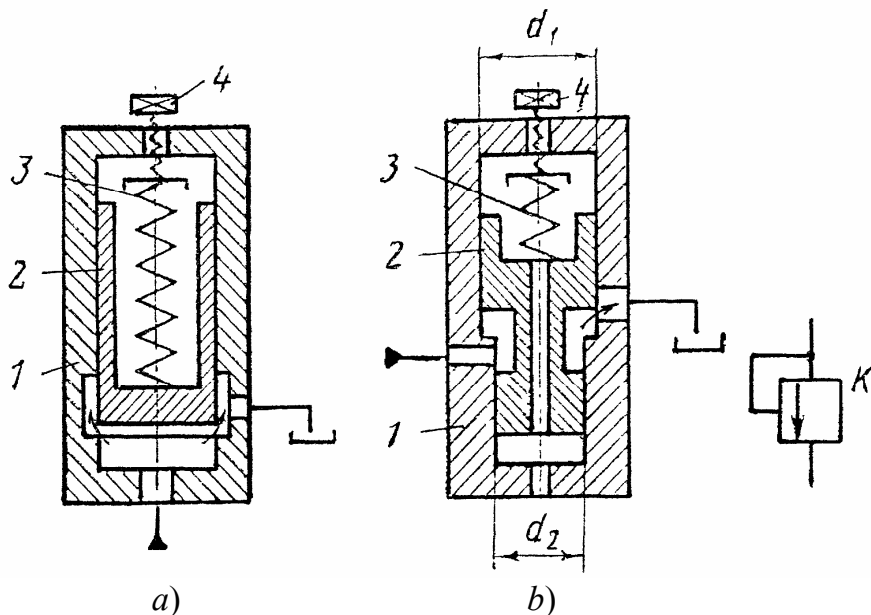
Dayaq haşiyə səthində klapanın bağlanan vəziyyətində əmələ gələn sıxılma gərginliyi $\sigma < 300 \text{ MPa}$ olduğundan klapanın materialını tuncdan qəbul etmək olar.

2.3.5. Axıtma klapanları

Axıtma klapanları qoruyucu klapanlardan fərqli olaraq işçi mayeni fasiləsiz axıtma ilə işləyir və bununla da hidravlik sistemdə verilən lazımi təzyiq saxlanılır.

Axıtma klapanlarının kipləşdirilməsinə yüksək tələblər qoyulmur, buna görə də onların bağlayıcı tənzimləyici elementi zolotnik şəklində hazırlanır.

Axıtma klapanlarının (şəkil 2.3.18, *a*) əsas elementləri gövdə 1, zolotnik 2 və silindrik yaydan 3 ibarətdir. Klapan lazım olan təzyiqə vint 4 vasitəsilə tənzim olunur. Bu növ axıtma klapanının çatışmayan cəhəti basqı xəttindəki təzyiqin klapan vasitəsilə axıdılan işçi mayenin sərfindən asılılığıdır, belə ki, sərfin artması ilə yayın sıxılması da artır. Buna görə də axıtma klapanlarının yayı minimal sərtliyə malik olmalıdır. Şəkil 2.3.18, *b*-də düztəsirli diferensial tipli axıtma klapanının konstruksiyası verilmişdir. Bu növ klapanın yayı nisbətən yükdən azad olub, kiçik sərtliyə malikdir.



Şəkil 2.3.18. Düztəsirli axıtma klapanlarının konstruksiyaları

a – zolotnik tipli, *b* – diferensial zolotnik tipli

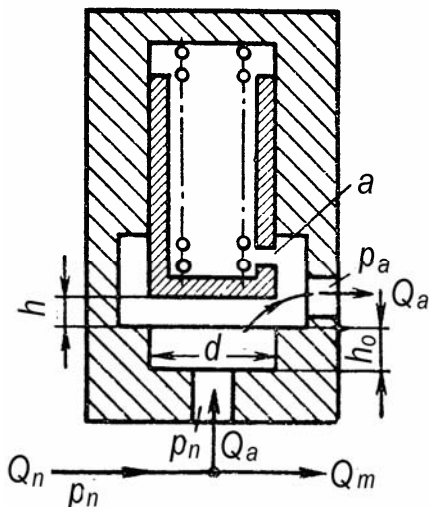
1 – gövdə; 2 – zolotnik; 3 – silindrik yaydan; 4 – tənzimləyici vint

Təcrübədə bu tipli klapanlar mayeni gətirən (vurucu) və aparan (axıdıcı) xətlərdə təzyiq düşküsünü sabit saxlayan təzyiq klapanı və ya təzyiq düşküsü klapanı adlanır. Bu klapanların

hidravlik parametrləri vurucu (p_n) və axıdıcı (p_a) xətlərindəki təzyiqlər fərqi ($\Delta p = p_n - p_a$) və axıdıcı xətdəki (Q_a) sərfidir (şəkil 2.3.19).

$$Q_a = Q_n - Q_m \quad (2.3.37)$$

burada Q_n – nasosun verimi; $Q_m = Q_n - Q_a$ – hidravlik mühərrikin tələb olunan sərfidir.



Şəkil 2.3.19. Plunjer tipli axıdıcı klapanın hesablaması üçün sxem

Axıdıcı klapanların işi yaylı BTE-i ilə yerinə yetirilir. Klapan açıldıqdan sonra, bağlayıcı (burada – plunjerdir) $h + h_0$ hündürlüyünə qalxaraq, işçi mayenin Q_a qismi h aralıqlı axıdan pəncərəsindən çənə ötürülür. h_0 ölçüsü plunjerin titrəyişində, o öz dayağına zərbə ilə dəyməmək üçün, plunjerin ox istiqamətində rəqs amplitudundan bir qədər böyük olmalıdır. Titrəyişin enerjisini zəiflətmək üçün klapanla a drossel dəliyi açılır. Klapanın girişində p_n və çıxışında p_a təzyiqlər, eləcə də klapanla keçən maye sərfi Q_a arasında əlaqə aşağıdakı tənlikləri birlikdə həll etməklə almaq olar. Burada hidravlik dinamik və sürtünmə qüvvələri nəzərə

alınmalıdır.

Maye sərfi:

$$Q = \mu \pi d h \sqrt{\frac{2(p_n - p_a)}{\rho}} \quad (2.3.38)$$

Klapanın bağlayıcısının müvazinət tənliyi:

$$P_o + c(h_o + h) = (p_n - p_a) \frac{\pi d^2}{4}, \quad (2.3.39)$$

burada d və h – bağlayıcının diametri və gediş yolu; P_o – yayın ilkin sıxma qüvvəsi ($h_o + h = 0$ olduqda); c – yayın sərtlik əmsalı; h_o – plunjerin pəncərəsinin örtüyü ölçüsü, yəni bağlayıcının öz dayaqından maye axana qədər keçdiyi yoldur.

Tənlikləri h -a görə həll etdikdə alınır:

$$Q = \mu \pi d \left[\frac{\pi d^2}{4c} (p_n - p_a) - \frac{P_o}{c} - (h_o + h) \right] \sqrt{\frac{2(p_n - p_a)}{\rho}}. \quad (2.3.40)$$

Klapanın keçid kəsiyinin açılmasının başlanğıcındakı təzyiq düşküsi:

$$\Delta p = (p_n - p_a) = \frac{4[c(h_o + h) + P_o]}{\pi d^2}. \quad (2.3.41)$$

Qeyd olunduğu kimi, axıdıcı klapandan tam kiçiklik tələb olunmur. Odur ki, klapan qapalı olduqda kiçikliyi təmin etmək üçün qüvvə $P_o = 0$ -a bərabər götürülə bilər. Onda:

$$c(h_o + h) = \frac{\pi d^2}{4} (p_n - p_a). \quad (2.3.42)$$

$p_n = f(Q)$ asılılığından səlissəyi ayrı almaq üçün yayın sərtlik əmsalını c azaltmaq və keçidin diametrini artırmaq lazımdır.

2.4. REDUKSIYA KLAPANLARI

Klapandan keçən və özündən sonrakı hidravlik xətlərdə işçi maye axınının təzyiqini sabit saxlayan klapanlar *reduksiya klapanları* adlanır.

Bu klapanlardan hidravlik xəttin istənilən hissəsində təzyiqi azaltmaq və gətirən xətdəki təzyiqdən asılı olmayaraq, özlərindən sonrakı bu azalan təzyiqi sabit saxlamaq üçün istifadə edilir.

Reduksiya klapanları (və ya reduktorlar) iş prinsipinə görə – avtomatik işləyən drossellərdir: istənilən zamanda bunların hidravlik müqaviməti klapanın girişindəki dəyişən p_1 və klapanın çıxışındakı sabit (reduksiya olunmuş, azalan) p_2 təzyiqlərinin fərqinə bərabərdir ($\Delta p = p_1 - p_2$; $p_2 < p_1$). Adətən, klapanın girişindəki təzyiq p_1 sabit saxlanan təzyiqdən p_2 ən azı (0,3...0,5) MPa artıq olmalıdır.

Reduksiya klapanları, əsas olaraq, hidravlik intiqallarda bir qidalanma mənbədən (nasosdan) bir neçə müxtəlif nominal təzyiqli hidravlik mühərriklərin işləməsinə xidmət etməkdə istifadə edilir. Bu halda nasosun təzyiqi hidravlik mühərriklərin sərfi maksimum olanları üçün hesablanır.

Təzyiqin saxlanılmasından asılı olaraq, reduksiya klapanları düztəsirli və qeyri düztəsirli ola bilər.

2.4.1. Düztəsirli reduksiya klapanları

2.4.1.1. Düztəsirli reduksiya klapanların iş prinsipi

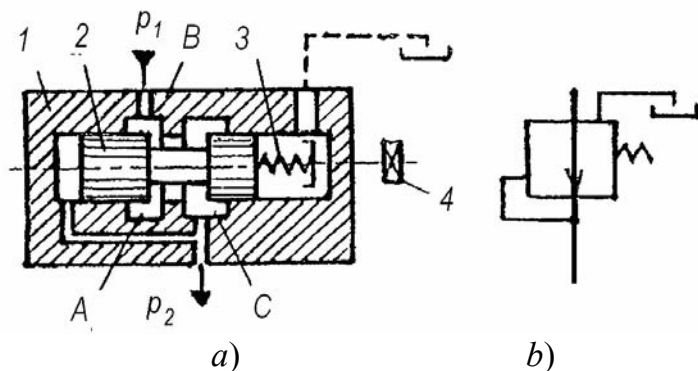
Zolotnik tipli düztəsirli reduksiya klapanının sxemi şəkil 2.4.1-də verilib.

Bu tipli reduksiya klapanın işləmə prinsipi aşağıdakı kimidir: reduksiya olunmuş təzyiqin azalması zamanı zolotnik sola doğru çəkilir və A boşluğundan B boşluğuna doğru işçi keçidin sahəsi artır və bunun nəticəsində reduksiya olunmuş p_2 təzyiqi yenidən hesabi qiymətinə bərpa olunur. Reduksiya olunmuş p_2 təzyiqi

aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$p_2 = \frac{P_0 + ch}{f} = \frac{(h_0 + h)c}{f}, \quad (2.4.1)$$

burada P_0 – yayın ilkin sıxılma qüvvəsi, N; h_0, h – yayın, uyğun olaraq, ilkin və sonrakı yığılma qiymətləri, m; c – yayın sərtliyi, N/m; f – zolotnikin yan sahəsidir.



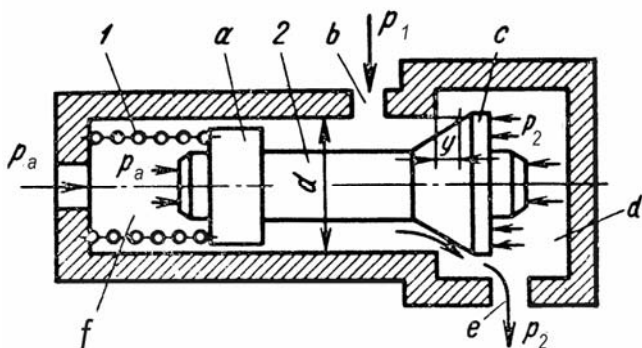
Şəkil 2.4.1. Zolotnikli BTE-li düztəsirli reduksiya klapanının sxemi (a) və onun sadələşdirilmiş qrafiki işarəsi (b)

Düsturdan görünür ki, reduksiya olunmuş təzyiqin p_2 qiymətinə sürtünmə ilə yanaşı (hansı ki, nəzərə alınmayıb), hesabi təzyiqin bərpası zamanı yayın sonrakı yığılma h qiyməti təsir edir. Bu onu göstərir ki, bu növ klapanlarda yayın sərtliyi minimal olmalıdır.

Klapan tipli düztəsirli reduksiya klapanının sxemi şəkil 2.4.2-də verilib.

Bu klapanın əsas elementləri şəkil 2.4.1, a-da verilmiş zolotnik tipli axıtma klapanındakı kimidir. Reduksiya klapanı hidravlik şəbəkəyə ardıcıl qoşulur. Klapanın zolotnikinə faktiki 2 qüvvə təsir edir: reduksiya olunmuş p_2 təzyiqdən olan maye təzyiqinin qüvvəsi və silindrik yayın ilkin və əlavə sıxılması

qüvvəsi.



Şəkil 2.4.2. Klapanlı BTE-li düztəsirli reduksiya klapanın sxemi

Bu növlü reduksiya klapanları drosselləşdirici konuslu başlıq c plunjer 2-dən və sol tərəfdən müvazinətləşdirən kiçik porşen a -dan ibarətdir. Maye yüksək p_1 təzyiq altında b kanalına daxil olub, zəiflənən (reduksiya olunmuş) p_2 təzyiq ilə e kanalına verilir.

p_1 təzyiqinin p_2 çıxış təzyiqinə kimi azalmasına və axırının sabit saxlanmasına hərəkətdə olan 2 plunjerinə təsir edən dinamiki müvazinətləşdirici qüvvə səbəb olur. Plunjerə təsir edən yayın 1 qüvvəsi b və c kanallarına birləşdirən keçid yarığının hündürlüyünü y artırır. d kamerasındakı p_2 təzyiq və hidrodinamiki qüvvə isə y -i azaldır. p_2 təzyiqi lazımi köklənmiş qiymətdən az olduqda plunjer 2 yayın 1 təsirindən sağa sıxılaraq y -i böyüdür, sonra p_2 qiyməti köklənmiş qiymətdən böyük olduqda plunjer bu təzyiqin təsirindən sola hərəkət edərək, yarığın hündürlüyünü y -i azaldaraq mayenin b kanalından e kanalına axmasını bir qədər və yaxud tam kəsir.

BTE-in konuslu başlanğıcı c diametri yəhərin diametrinə d kiçik porşen a diametrinə bərabər olduqda (tam qapandıqda $y = 0$) klapanın müvazinət tənliyi aşağıdakı kimi olur. Burada ətalət və sürtünmə qüvvələri nəzərə alınmır:

$$p_2 f = P_o = y_o c$$

və buradan

$$p_2 = \frac{y_o c}{f}, \quad (2.4.2)$$

haradakı $f = \frac{\pi d^2}{4}$ bağlayıcının konus sahəsi; P_o – yayın başlanğıc sıxılması ($y = 0$ olduqda), $P_o = c y_o$; y_o – yayın başlanğıc sıxılması və c – yayın sərtlilik əmsalıdır.

$y > 0$ olduqda, bağlayıcıya bağlanan istiqamətdə əlavə hidrodinamiki qüvvə P_h təsir edəcək, onda plunjerin müvazinət tənliyi aşağıdakı kimi olacaq:

$$p'_2 f = c(y_o + y) - P_h,$$

və buradan:

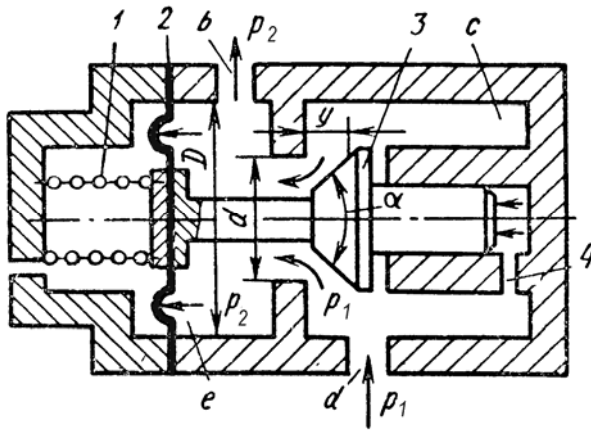
$$p_2 = \frac{c(y_o + y) - P_h}{f} \quad (2.4.3)$$

Burada $p'_2 - y > 0$ olduqda zəifləyən təzyiqdir. y -in kiçik qiymətlərində hidrodinamiki qüvvənin qiyməti P_h az olduğundan onu nəzərə almamaq olar. Hidrodinamiki qüvvənin P_h təsiri sabit olmadıqda o təzyiq düşküsünə ($\Delta p = p_1 - p_2$) təsir edir, klapanın çıxış təzyiqinin p_2 də sabitliyi pozulur və p_2 reduksiya klapanın giriş təzyiqindən p_1 asılı olur, yəni $p_2 = f(p_1)$.

Bu klapanın çatışmazlığı onun p_2 dəyişilməsini hiss etməməsidir. Buna da səbəb porşenin sürtünməsi və p_2 təzyiqinin təsir etdiyi səthin kiçik olmasıdır. Zəiflənən təzyiqin kiçik (0,3...0,5 MPa) qiymətlərində və sürtünməni azaltmaq üçün tətbiq edilən klapanda porşenin vəzifəsini rezin parçadan hazırlanmış büzməli membran aparır (şəkil 2.4.3).

Klapanın aralığından keçən maye sərfi:

$$Q = \mu \pi d y \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}. \quad (2.4.4)$$



Şəkil 2.4.3. Klapanlı BTE-li və membranlı düztəsirli reduksiya klapanının konstruktiv sxemi

Bağlayıcının sahəsinə təzyiq bərabər paylandıqda hidrodinamiki və sürtünmə qüvvəsi nəzərə alınmadıqda bağlayıcının müvazinəti aşağıdakı kimi olacaqdır:

$$P_o - cy - \frac{\pi d^2}{4} (p_1 - p_2) - \frac{\pi D^2}{4} p_2 = 0 \quad (2.4.5)$$

burada y və α – klapanın yolu və konusluluq bucağı; $P_o - y = 0$ olduqda yayın sıxılma qüvvəsidir.

(2.4.5)-ci tənlikdə y -in qiymətini (2.4.4) tənliyində yerinə yazdıqda:

$$Q = \mu \pi d \sin \frac{\alpha}{2} \frac{1}{k} \left[P_o - (p_1 - p_2) \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) \right] \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}, \quad (2.4.6)$$

burada $k = \frac{4c}{\pi d^2}$.

(2.4.5) tənliyində $y = 0$ qiymətini yazdıqda reduktorun

çıxışında p_2 -nin maksimum qiymətini alırıq:

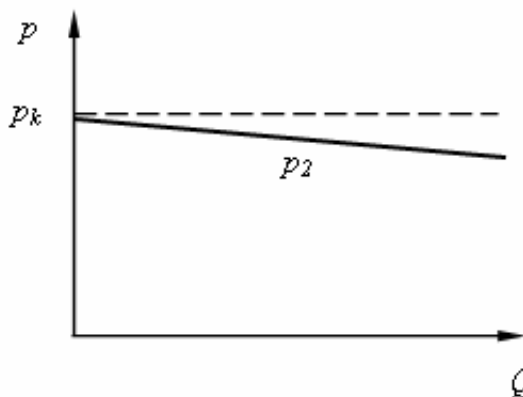
$$(p_2)_{max} = \frac{P_0}{\frac{D^2}{d^2} - 1} - p_1. \quad (2.4.7)$$

Tənlikdən görünür ki, çıxışdakı p_2 təzyiqi p_1 təzyiqindən asılıdır. p_1 -in azalması ilə p_2 artır.

(2.4.6) tənliyindən görünür olar ki, digər parametrlər sabit qaldıqda düztəsirli reduksiya klapanının çıxışında reduksiya olunmuş təzyiq p_2 klapandan keçən maye axınının sərfindən Q asılıdır. Ümumi şəkildə bu asılılığı (reduksiya klapanının xarakteristikası) belə ifadə etmək olar (şəkil 2.4.4):

$$p_2 = p_k - k_{kl}Q, \quad (2.4.8)$$

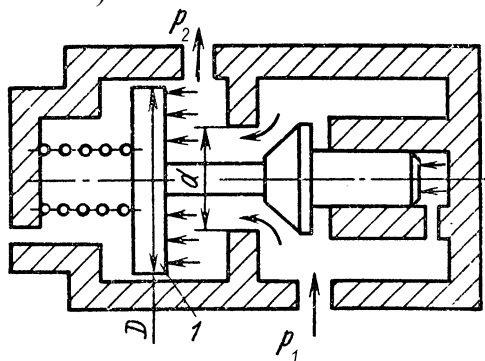
haradakı p_k – klapanın kökləmə təzyiqidir; k_{kl} – klapanın gətirilmiş əmsalıdır.



Şəkil 2.4.4. Düztəsirli reduksiya klapanının xarakteristikası

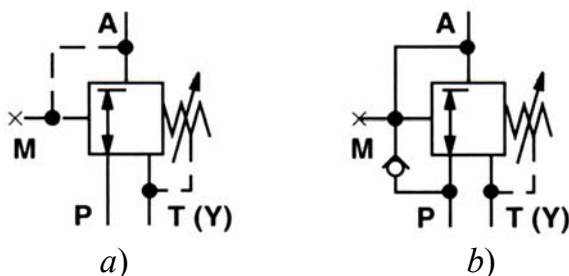
D diametrini d -yə nisbətən çox artırıqda və sürtünməni azaltmaqla klapanın həssaslığını artırmış oluruq. Təzyiqin zəifləməsinin böyük qiymətlərində membran diametrlı porşen ilə

əvəz edilir (şəkil 2.4.5).



Şəkil 2.4.5. Düztəsirli klapanlı BTE-li və porşenli reduksiya klapanının sxemi

Hidravlik sxemlərdə düztəsirli klapanların qrafiki işarələri aşağıdakı kimi göstərilir (şəkil 2.4.6):



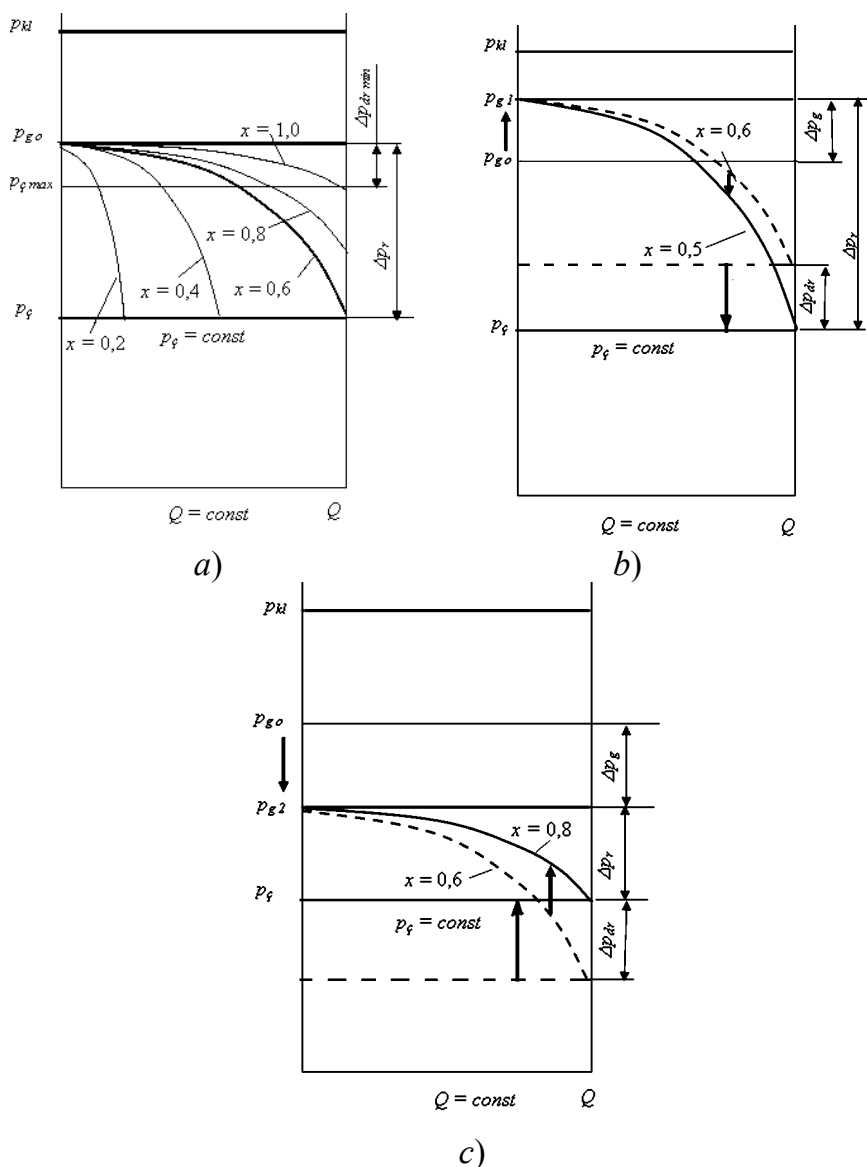
Şəkil 2.4.6. Düztəsirli reduksiya klapanlarının qrafiki işarələri:
a – əks klapanızsız; b – əks klapanlı

2.4.1.2. Düztəsirli reduksiya klapanlarının işinin qrafiki təsviri

Qeyd olunduğu kimi, reduksiya klapanı avtomatik rejimdə işləyən drosseləşdirici zolotnikdir. Düztəsirli reduksiya klapanının işinin qrafiki təsviri üçün klapanın çıxışındakı təzyiqin işçi maye sərfindən asılılığı diaqramından $p = f(x, Q)$ istifadə etmək olar (şəkil 2.4.7).

Şəkil 2.4.7, a-da Q sərfi olduğu halda klapanın çıxışındakı tələb olunan təzyiqin p_{kl} tənzimlənməsi ilə reduksiya klapanının

2.4. Reduksiya klapanları



Şəkil 2.4.7. Reduksiya klapanının girişindəki təzyiqi dəyişdikdə onun işinin qrafiki təsviri:

a – sabit təzyiqdə; b – girişindəki təzyiq artıqda; c – girişindəki təzyiq azaldıqda

ilkin parametrləri göstərilmişdir ($p_{g\ o}$, p_{ζ} , Δp_{dr} , drosselləşdirici zolotnikin açılma dərəcəsi $x = 0,6$). Təzyiqin başlanğıc (lazımı) qiyməti p_{ζ} tənzimləyici drossel vasitəsi ilə köklənir. Bu zaman işçi pəncərənin açılması dərəcəsi yayının 3 (şəkil 2.4.1) sıxılma qüvvəsinin artırma və ya boşalma hesabına dəyişmiş olur. Məsələn, şəkil 2.4.7-də göstəriləndiyi kimi, drossel pəncərəsinin açılma dərəcəsi $x = 0,6$. Girişdəki təzyiq $p_{g\ o}$ və çıxışdakı sərf Q sabit olduğu halda zolotnik tarazlıqda olacaq və zolotnik çıxışda daimi olaraq p_{ζ} təzyiqini saxlayacaqdır. Bu təzyiq p_{ζ} girişdə olan təzyiqdən $p_{g\ o}$ drosseldəki təzyiq düşküsu Δp_{dr} qədər az olacaq.

Şəkildən görünür ki, reduksiya klapanının çıxışında maksimal təzyiqi $p_{\zeta\ max}$ işçi pəncərənin tam açıq vəziyyətində ($x = 1,0$) həmişə girişdə olan drosselin təzyiq düşküsu $\Delta p_{dr\ min}$ qədər az olacaq:

$$p_{\zeta} \leq p_{\zeta\ max} = p_g - \Delta p_{dr\ min} . \quad (2.4.9)$$

Reduksiya klapanının istismarı zamanı klapanının girişindəki olan təzyiqi p_g və işçi mayenin sərfi Q dəyişə bilər.

1) Reduksiya klapanın girişdəki təzyiqinin dəyişməsi halı

Bu zaman iki hal müşahidə oluna bilər:

- girişdəki təzyiq başlanğıc təzyiqdən böyük olduğu hal – $p_g > p_{g\ o}$;
- girişdəki təzyiq başlanğıc təzyiqdən kiçik olduğu hal – $p_g < p_{g\ o}$.

Reduksiya klapanının girişdəki təzyiq Δp_g qədər artdıqda ($p_{g\ l} = p_{g\ o} + \Delta p_g$) (şəkil 2.4.9, b), drosselin xarakteristikası $p = f(x, Q)$ da Δp_g ölçüdə yuxarı doğru yerini dəyişəcək. Lakin, bu halda zolotnikin qüvvələr tarazlığı pozulmuş olur. Bu səbəbdən zolotnik drosselin işçi pəncərəsinin açılma dərəcəsinin azalması istiqamətində vəziyyətini dəyişəcək (məsələn, $x_l = 0,5$ olacaq) və drosselin müqaviməti Δp_g qədər artaraq, zolotnikin qüvvələr tarazlığı bərpa olunur və klapanın çıxışında olan təzyiq isə yenidən p_{ζ} olacaqdır.

Reduksiya klapanının girişdəki təzyiq Δp_g qədər azaldıqda ($p_{g2} = p_{go} - \Delta p_g$) (şəkil 2.4.7, c), drosselin xarakteristikası $p = f(x, Q)$ da Δp_g ölçüdə aşağı doğru sürüşəcək. Bu halda da zolotnikin qüvvələr tarazlığı pozulmuş olur və buna görə zolotnik drosselin işçi pəncərəsinin açılma dərəcəsini artacaq (məsələn, $x_2 = 0,8$ olacaq) və drosselin müqaviməti Δp_g qədər azalaraq, zolotnikin qüvvələr tarazlığı bərpa olunur və klapanın çıxışında olan təzyiq isə yenidən p_ζ olacaqdır.

2) İşçi maye sərfinin dəyişməsi halı

Bu zaman iki halla rastlaşmaq olar:

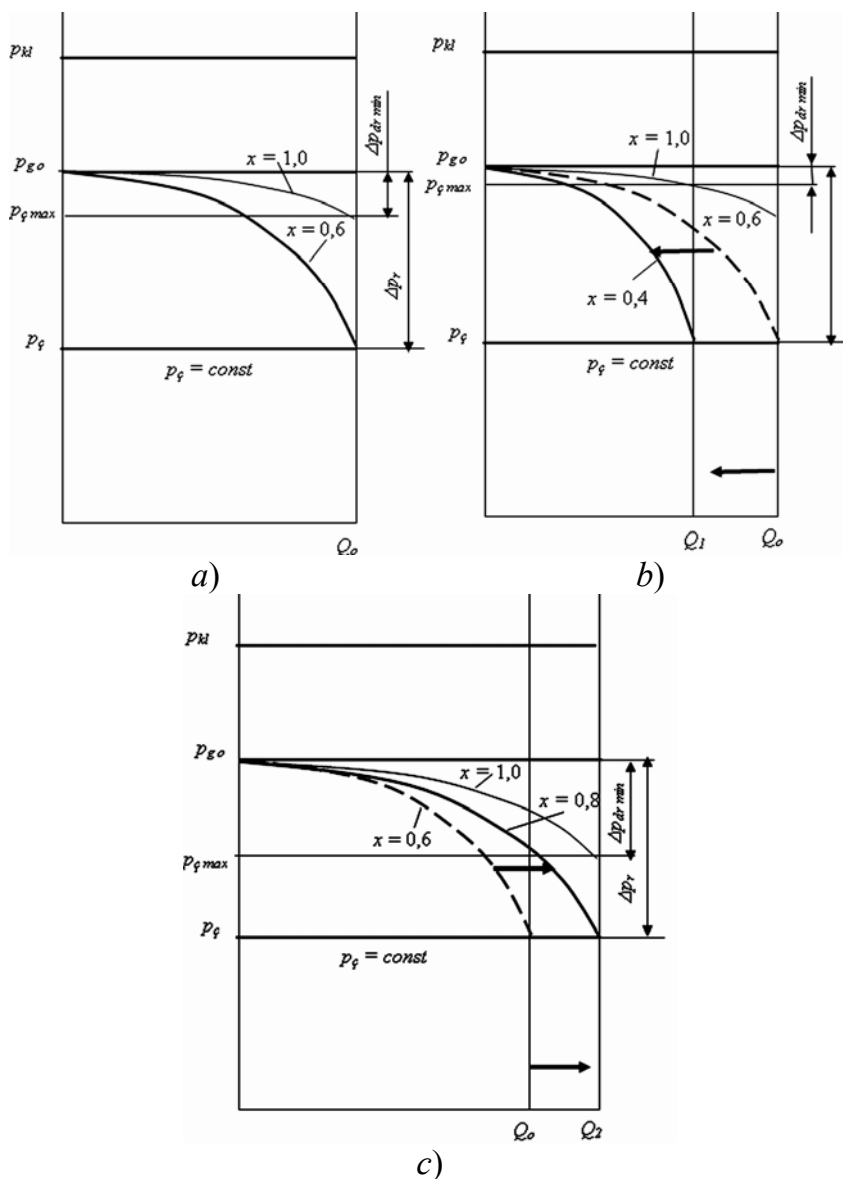
- sərf Q_1 başlanğıc sərfdən Q_o az olduğu hal: $Q_1 < Q_o$;
- sərf Q_2 başlanğıc sərfdən Q_o çox olduğu hal: $Q_2 > Q_o$.

Reduksiya klapanının başlanğıc halı üçün işçi pəncərənin açılma dərəcəsi, misal üçün, $x = 0,6$ qəbul olunub (şəkil 2.4.8 a).

Reduksiya klapanının girişində işçi maye sərfini $Q_o - Q_1 = \Delta Q$ qədər azaldığı halda drosseldəki təzyiq düşküsi Δp_{dr} da azalacaqdır ($\Delta p_{dr1} < \Delta p_{dro}$, şəkil 2.4.10, b). Çıxışda olan təzyiq isə artmağa yönəlmiş olacaq. Bu zaman zolotnikin qüvvələr balansı pozulmuş olur. Tarazlığın bərpa olunması üçün zolotnikin yerdəyişməsinə görə işçi pəncərə müəyyən qədər bağlanır (məsələn, $x_1 = 0,4$ olur), drosselə təzyiq düşküsi ilkin Δp_{dro} qiymətinə qədər artır və nəticədə reduksiya klapanının çıxışında olan təzyiq başlanğıc p_ζ təzyiqinə bərabər olur.

Reduksiya klapanının girişində işçi maye sərfi $\Delta Q = Q_2 - Q_o$ qədər artarsa, drosseldəki təzyiq düşküsi də artacaq ($\Delta p_{dr2} > \Delta p_{dro}$, şəkil 2.3.10, c). Çıxışda olan təzyiq isə azalmağa doğru gedəcək. Bu halda zolotnikin qüvvələr tarazlığı pozulmuş olur və balansın tarazlanması üçün işçi pəncərə əlavə olaraq açılır (məsələn, $x = 0,6$ -dan $x_2 = 0,8$ qədər). Drosseldə olan təzyiq düşküsi azalır və nəticədə reduksiya klapanının çıxış təzyiqi yenidən p_ζ təzyiqinə bərabər olur.

2.4. Reduksiya klapanları



Şəkil 2.4.8. Reduksiya klapanın çıxışdakı sərfi dəyişdikdə onun işinin qrafiki təsviri:

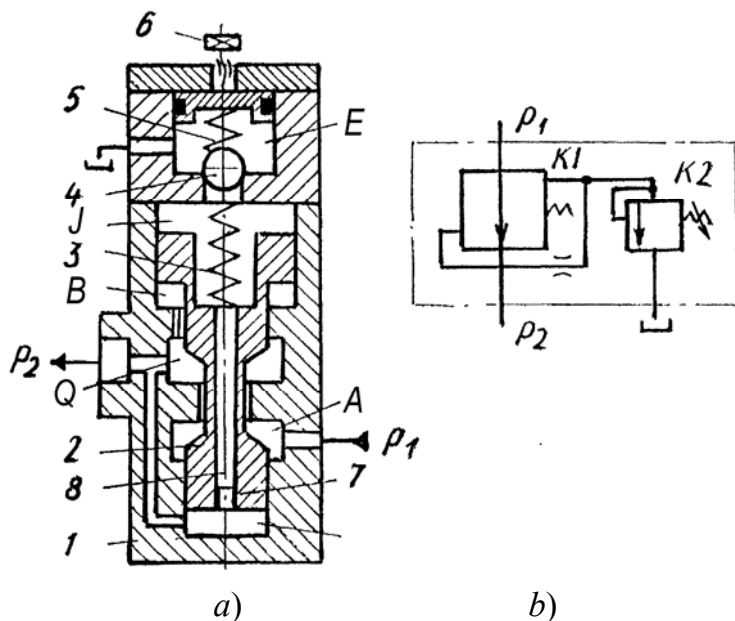
a – sabit sərfində; b – sərf azaldıqda; c – sərf artıqda

Qeyd etmək lazımdır ki, klapanın çıxışdakı minimal sabit saxlanan təzyiq yayın sərtliyindən əlavə drosselin açılma dərəcəsi x -dən və sərfdən Q asılıdır: sərf artdıqca klapanın çıxışdakı sabit təzyiqin maksimal qiyməti $p_{c\max}$ azalır (şəkil 2.4.8).

2.4.2. Qeyri-düztəsirli reduksiya klapanları

2.4.2.1. Qeyri-düztəsirli reduksiya klapanlarının iş prinsipi

Hidravlik sistemdəki yüksək nominal təzyiqlərdə reduksiya olunmuş çıxış təzyiqinin dəqiqliyinin artırılması üçün qeyri-düztəsirli reduksiya klapanları tətbiq edilir. Bu növ klapanlarda zolotnik tipli əsas klapanla 2 yanaşı (şəkil 2.4.9), həmçinin kürəvi köməkçi tənzimlənən klapan 4 olur ki, onun yəhərə sıxılması vint 6 və yay 5 vasitəsilə tənzimlənir.

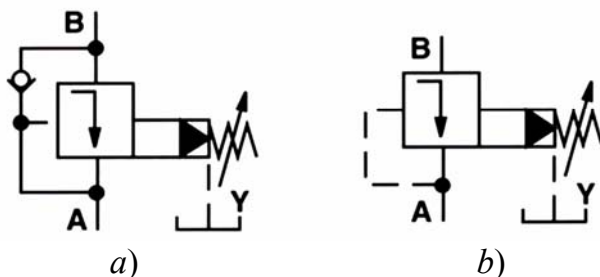


Şəkil 2.4.9. Qeyri-düztəsirli reduksiya klapanının konstruktiv sxemi (a) və onun sadələşdirilmiş qrafiki işarəsi (b)

Qeyri-düztəsirli reduksiya klapanının iş prinsipi ondan ibarətdir ki, maye A -kəmərasından Q -kəmərasına keçərək, işçi kəsik kəsiyində drossellənir və p_2 verilmiş təzyiqdə klapanı tərk edir. p_2 təzyiqinin qiyməti hesabi təzyiqdən artıq olduqda, həmçinin B və E boşluqlarında təzyiq artır, nəticədə kürəvi klapan açılır və mayenin bir qismi E boşluğu ilə tutuma axıdılır. Belə ki, bu maye axını drosseldən 7 keçən zaman öz təzyiqini dəyişir, zolotnikə təsir edən qüvvələrin tarazlığı pozulur. Nəticədə zolotnik, yuxarıya doğru yerini dəyişərək, axının əsas hissəsini A boşluğundan Q boşluğuna keçdiyi üçün işçi kəsiyin sahəsini kiçildir və buna görə də təzyiq yenidən hesabi qiymətə qədər azalır.

p_2 təzyiqinin azalması zamanı zolotnik yayın 3 təsiri altında aşağı düşür və beləliklə də, işçi keçid kəsiyinin sahəsi artır və p_2 təzyiqi yenidən hesabi qiymətinə qədər yüksəlir.

Hidravlik sxemlərdə qeyri-düztəsirli klapanların qrafiki işarələri aşağıdakı kimi də göstərilir (şəkil 2.4.10):



Şəkil 2.4.10. Qeyri-düztəsirli reduksiya klapanlarının qrafiki işarələri:

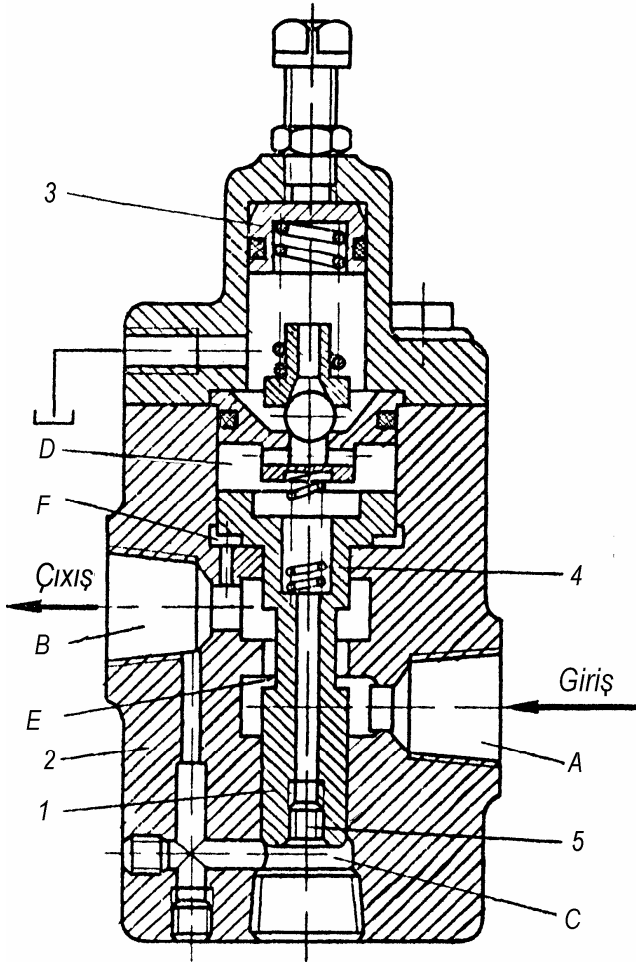
a – əks klapanlı; b – əks klapanlı

2.4.2.2. $\Gamma 57-3$ tipli qeyri-düztəsirli reduksiya klapanı

İstehsalatda geniş yayılmış $\Gamma 52$ və $\Gamma 57$ tipli qeyri-düztəsirli reduksiya klapanları (şəkil 2.4.11) əsasən hidravlik intiqallarda bir qidalanma nasosdan bir neçə müxtəlif nominal təzyiqli hidravlik

2.4. Reduksiya klapanları

mühərriklərin işləməsinə xidmət etmək üçün istifadə edilir (məsələn, maşınqayırma dəzgahların məmulatı sıxma, saxlama funksiyalarını yerinə yetirən köməkçi hidravlik silindrlərdə təzyiq əsas veriş hidravlik silindrin işçi təzyiqdən xeyli kiçik olmalıdır).



Şəkil 2.4.11. Γ57 tipli qeyri-düztəsirli reduksiya klapanının konstruktiv sxemi

Qidalandırıcı nasosdan işçi maye A boşluğuna daxil olub,

zolotnik *I*-lə qismən bağlanmış həlqəvi aranı *E* keçərək, *B* boşluğundan lazımi (reduksiya olunmuş) təzyiqdə istehlakçıya ötürülür. *B* boşluğu gövdədə 2 mövcud olan dəliklər vasitəsilə *D*, *C* və *F* boşluqlarla birləşdirilmişdir. İşçi maye əks klapanı keçərək *D* boşluğundan qismən hidravlik çənə qaydır.

İş zamanı işçi maye kiçik sərfə (0,8 dm³/dəq qədər) daimi *B* boşluğundan zolotnikin ştuserdəki 5 kiçik dəlikdən (dempferdən), *D* boşluğundan və kürəvi klapandan keçərək çənə axıdılır. Bu zaman *D* boşluğundakı təzyiq dempferdəki təzyiq itkilərinə görə *B*, *F* və *C* boşluqlarındakı təzyiqindən kiçik olacaqdır. Zolotnikə *I* təsir edən qüvvələrin hidravliki qeyri tarazlılığının yaranmasına görə zolotnik, yayı 4 sıxaraq, müəyyən qədər qalxır və bununla öz işçi haşiyə ilə keçid həlqəvi sahəsini *E* kiçildir və *A* boşluğundan *B* boşluğuna axınına göstərilən hidravliki müqavimət artır, və *B* boşluğunda təzyiq azalaraq, kürəvi klapanın 3 yayla köklənən təzyiqinə bərabər olur.

Reduksiya olunmuş təzyiq artanda dempferdən 5 çənə qaytarılan maye sərfi və onda baş verən hidravlik itkilər də artır. Onda, zolotnik *I* müəyyən qədər qalxaraq, *E* keçid aralıq sahəsini azaldır və bu *B* boşluğundakı təzyiqi köklənən təzyiqə qədər azaldır. Əksinə, reduksiya olunmuş təzyiq azaldıqda, zolotnik *I*, müəyyən qədər enərək, *E* keçid aralıq sahəsini artırır və *B* boşluğundakı köklənmiş təzyiq bərpa olunur.

Beləliklə, klapan, avtomatik olaraq, işçi mayenin sərfindən asılı olmayaraq (sərfin olduğu və olmadığı hallarda) onun çıxışdakı reduksiya olunmuş təzyiqi, praktiki olaraq, sabit saxlayır.

Səssiz işləyərək, reduksiya klapanı dempferdə baş verən hidravlik müqavimətlərə görə hidravlik sistemdə heç bir titrəmələr (vibrasiyalar) yaratmır. Reduksiya klapanının işinin nizamlaması və nəzarəti üçün klapanın *D* boşluğuna manometr birləşdirilir.

Γ57-3 tipli reduksiya hidravlik klapanının bir markası – Γ57-3 üçün texniki xarakteristikası cədvəl 2.4.1-də verilmişdir.

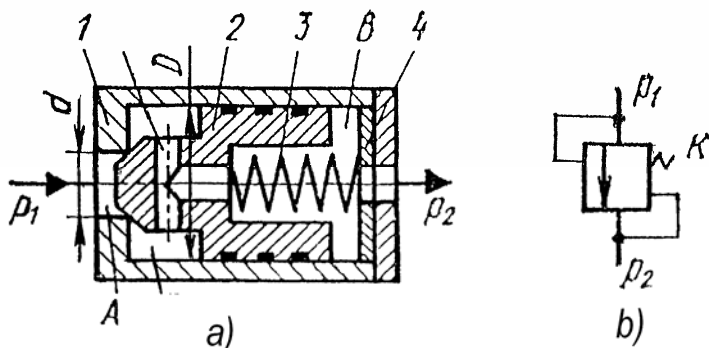
Г57-3 tipli reduksiya hidravlik klapanının texniki xarakteristikası

	<i>Parametrlər</i>	<i>Norma</i>
1.	Şərti diametr, mm	16
2.	Maye axının sərfi, $\text{dm}^3/\text{dəq}$: – nominal – köməkçi klapandan	32 8
3.	Reduksiya olunmuş (çıxışda) təzyiq, MPa: – nominal – minimal	6,3 0,3
4.	Girişdə təzyiq, MPa: – nominal – minimal	20,0 0,8
5.	Kütləsi (mayesiz), kq	4,4

2.5. KÖMƏKÇİ KLAPANLARI

2.5.1. Təzyiqlər fərqi klapanı

Təzyiqlər fərqi klapanı reduksiya klapanının bir növü olaraq, maye axının klapanına giriş və çıxış təzyiqlərinin fərqi sabit saxlayır. Bu növ klapanın əsas elementləri bunlardır (şəkil 2.5.1): gövdə – 1; bağlayıcı-tənzimləyici element – klapan 2; silindrik yay 3; həlqəvi araqaatı – 4.



Şəkil 2.5.1. Təzyiqlər fərqi klapanı.

a – konstruktiv sxemi; b – şərti işarəsi

Klapan aşağıdakı şərt yerinə yetirildikdə açılır:

$$\Delta p = p_1 - p_2 \geq \frac{4P_o}{\pi d^2}, \quad (2.5.1)$$

burada p_1 və p_2 – klapanə daxil olan və onu xaric olunan maye axınlarının təzyiqləri, Pa; P_o – yayın ilkin sıxılma qüvvəsi, N, $P_o = cx$; c – yayın sərtliliyi, N/m; x – yayın ilkin sıxılması, m; d – klapanın keçid kəsiyinin diametri, m.

Klapandan maye axının keçməsi zamanı klapanın 2 müvazinətdə olması şərti:

$$p_1 \frac{\pi d^2}{4} + p_2 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = p_2 \frac{\pi D^2}{4} + P_m, \quad (2.5.2)$$

burada D – klapanın gövdəsinin daxili diametri, m; P_m – klapana təsir edən əks qüvvə, N:

$$P_m = P_o + P,$$

haradakı P – yayın sonrakı sıxılmasına əks təsir edən qüvvə, N.

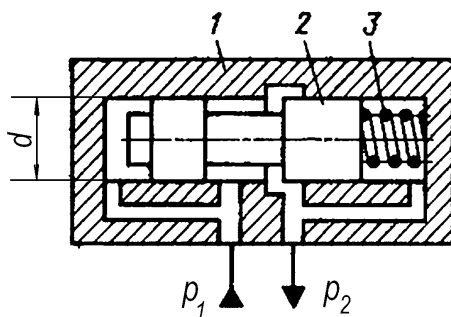
Təqdim olunmuş tənlikdən (2.5.2) təzyiqlər fərqi Δp yayın əlavə sıxılmasına təsir edən P qüvvəni nəzərə almamaqla ilkin yaxınlaşma kimi qəbul etmək edilir:

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \frac{4P_o}{\pi d^2} = \frac{4cx}{\pi d^2} \approx Const. \quad (2.5.3)$$

Alınan tənlikdən görünür ki, təzyiqlər fərqi Δp sabitliyi yayın sərtliyindən asılıdır, hansı ki mümkün qədər kiçik olmalıdır. Yayın ilkin sıxılması xüsusi nizamlayıcı vint (2.5.1-ci şəkildə göstərməyib) və ya araqat həlqələrin qalınlıqlarının seçilməsi ilə (şəkil 2.5.1, a (4)) tənzimlənir.

Təzyiqlər fərqi klapanlarının hidravlik sxemlərdə şərti işarəsi şəkil 2.5.1, b -də verilmişdir. Təzyiqlər fərqi klapanların əsas texniki parametrləri: şərti keçid diametr d_s , mm; nominal təzyiq p_{nom} , MPa; təzyiqlər fərqi tənzipləmə işçi diapazonu; nominal sərf Q_{nom} , dm³/dəq; təzyiqlər fərqi maye sərfindən asılılığı $\Delta p = f(Q)$; kütləsi m , kq.

Şəkil 2.5.2-də zolotnikli təzyiqlər fərqi klapanın konstruktiv sxemi verilmişdir. Klapanın gövdəsində 1 yerləşən bağlayıcı-tənzimləyici elementin – zolotnikin 3 yan səthləri klapana daxil və onu xaric olunan maye axınları ilə birləşdirilib.



Şəkil 2.5.2. Zolotnikli təzyiqlər fərqi klapanının konstruktiv sxemi.

1 – gövdə; 2 – zolotnik; 3 – yay.

Təzyiqlər fərqi klapanlar qeyd olunan funksiyadan başqa klapanlara daxil olan və ya xaric olunan maye axının və tam kənar maye axının təzyiqlər fərqi sabit saxlaya bilər.

2.5.2. Təzyiqlər nisbəti klapanı

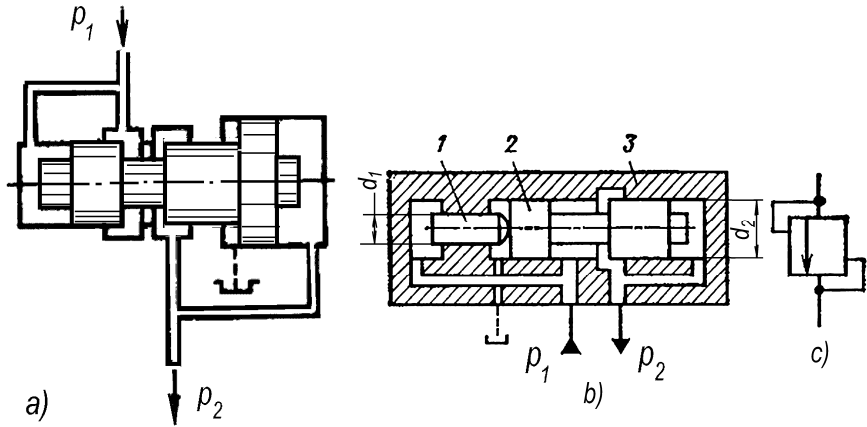
Təzyiqlər nisbəti hidravlik klapanı – təzyiq klapanlarının bir növü olaraq, maye axının klapan giriş və çıxış təzyiqlər nisbətini sabit saxlayır. Bu tipli klapanlar, bundan əlavə, daxil olan və ya xaric olunan maye axının və kənar maye axının təzyiqlər arasında nisbətini sabit saxlaya bilər.

Şəkil 2.5.3, *a* və *b*-də işçi maye axının giriş və çıxış təzyiqlər nisbətini sabit saxlayır hidravlik klapanların konstruktiv sxemləri göstərilmişdir. Bu klapanların hər iki növündə zolotnikli bağlayıcı-tənzimləyici element 2 mövcuddur. Bu zolotniklər iki fərqli effektiv işçi sahəyə malikdirlər. Bu fərq şəkil 2.5.3, *a*-dəki klapanla pilləli zolotnikdən, şəkil 2.5.3, *b*-dəki klapanla isə əlavə itələyici plunjerdən 1-dən tətbiq etməklə yerinə yetirilir.

Texnoloji baxımından ikinci variant daha əlverişlidir. Gövdədəki 3 kanallar vasitəsilə zolotnikin 2 yan boşluqları maye

2.5. Köməkçi klapanlar

axının girişi və çıxışı ilə birləşdirilib.



Şəkil 2.5.3. Zolotnikli təzyiqlər nisbəti klapanlarının konstruktiv sxemləri (a və b) və onların şərti işarəsi (c)

1 – itələyici plunjer; 2 – zolotnik; 3 – gövdə.

Klapanın bağlayıcı-tənzimləyici elementindən 2 maye axının keçməsi zamanı müvazinətdə olması şərti:

$$p_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = p_2 \frac{\pi d_2^2}{4} , \quad (2.5.4)$$

burada p_1 və p_2 – klapanə daxil olan və xaric olan maye axınlarının təzyiqləri, d_1 və d_2 – müvafiq olaraq bağlayıcı-tənzimləyici elementin yan effektiv işçi sahələrin diametrləridir.

Bu tənlikdən

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{d_2^2}{d_1^2} \quad (2.5.5)$$

ifadəsi tapılır.

Beləliklə, hansı bir axında təzyiqin dəyişməsi zolotnikin yer dəyişməsinə gətirir və ilkin təzyiqlər nisbəti bərpa olunur. Bu nisbət yan effektiv işçi sahələrin nisbətinə tərs mütənəsbidir.

Təzyiqlər nisbəti klapanların hidravlik sxemlərində şərti işarəsi təzyiqlər fərqi klapanlarının işarəsi kimidir (şəkil 2.5.3, c). Təzyiqlər fərqi klapanlarının əsas texniki parametrləri: şərti keçid d_s , mm; nominal təzyiq p_{nom} , MPa; təzyiqlər nisbətinin tənzimləmə işçi diapazonu; nominal sərf Q_{nom} , dm³/dəq; kütləsi m , kq.

2.5.3. Ardıcılıq hidravlik klapanı

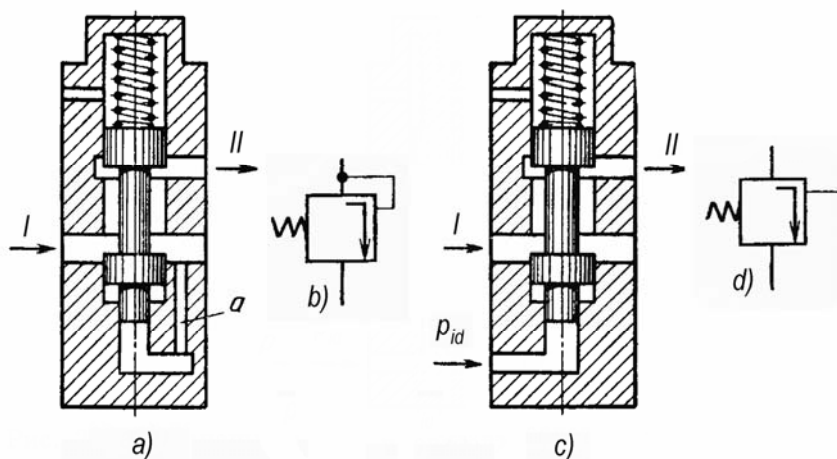
Ardıcılıq hidravlik klapanı – istiqamətləndirici hidravlik aparat olaraq, klapanın keçən maye axının və ya hansı bir kənar axınında təzyiqin köklənmiş təzyiqə çatdıqda maye axının bağlanmasına və ya açılmasına xidmət edir. Çox vaxt bu tipli klapanları təzyiq hidravlik çıxışlı relesi və ya ardıcıl işə salma (işə qoşma) klapanı adlandırırlar.

Şəkil 2.5.4, a-da hidravlik sistemin I-dəki təzyiq signalı ilə hidravlik sistemin II işə qoşulması klapanının konstruktiv sxemi göstərilmişdir. Bunun üçün klapanın plunjerinin aşağı yan səthini kanal a vasitəsilə birinci hidravlik sistemin maye təzyiqi ilə birləşdirilir. Bu maye təzyiq qüvvəsi yayın ilkin tənzimlənmiş sıxılma qüvvəsini dəf edərək, plunjeri yuxarı qaldırır və kanallar I və II birləşir və maye axını ikinci hidravlik sisteminə daxil olur.

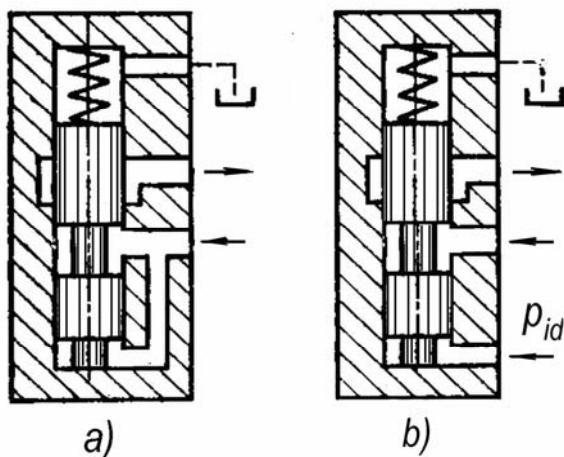
İkinci hidravlik sistemin işə qoşulması kənar təzyiq mənbədən köməkçi idarəetmə xətlə plunjerin aşağı yan səthinə p_{id} təzyiqi verməklə də yerinə yetirmək olar (şəkil 2.5.4, c).

Ardıcılıq hidravlik klapanlarının hidravlik sistemlərdə qəbul olunmuş şərti işarələri şəkil 2.5.4, b və d-də verilmişdir.

Ardıcılıq hidravlik klapanların digər konstruktiv sxemləri və hidravlik sistemə qoşulması şəkil 2.5.5-də verilmişdir.



Şəkil 2.5.4. Ardicıl işə salma hidravlik klapanları (a və c) və onların qrafiki işarələri (b və d)



Şəkil 2.5.5. Daxil olan maye təzyiqi (a) və kənar maye axınındakı təzyiq (b) ilə idarə olunan ardıcillıq hidravlik klapanları

Daxil olan maye təzyiqi ilə idarə olunan ardıcillıq hidravlik klapanları (şəkil 2.5.5, a) hidravlik əks klapanla təchiz olduqda

ardıcılıq klapanadakı girişdəki təzyiq klapanadakı çıxış xəttindəki təzyiqi endirmək üçün girişlə birləşdirilir.

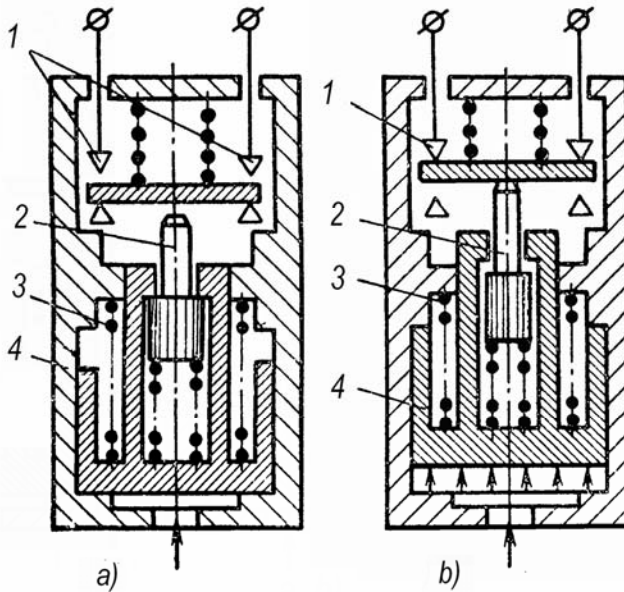
Ardıcılıq hidravlik klapanada a kanalında (şəkil 2.5.4, a) drossel yerləşdirdikdə zolotnikin (plunjerin) sürəti azalır və bu sistemin hidravlik borularında hidravlik zərbələrin əmələ gəlməsinə imkan vermir.

2.5.4. Hidravlik təzyiq relesi

Hidravlik avtomatik idarə edilmədə təzyiq relesindən idarə edilmə signalını müəyyən məsafəyə vermək üçün istifadə edilir. Hidravlik sisteminin maye axınında təzyiq ilkin tənzimlənmə qiymətinə çatdıqda təzyiq relesi öz çıxış bəndinin yerdəyişməsini və ya elektrik signalı yaradır. Buna görə çox vaxt təzyiq relesi tərtibatına irəli-geri hərəkətli (hidravlik silindrlili (plunjerli), membranlı (diafraqmalı), silfonlu) hidravlik mühərriki və ya birtərəfli miniatür elektrik mühərriki daxil olunur. Təzyiq relesini çıxış bəndinin irəli hərəkəti maye axınının təzyiqinin təsiri ilə baş verir, ilkin vəziyyətə qayıdış hərəkəti isə xüsusi yay və ya silfonun (membranın, diafraqmanın) divarının elastikliyi təsiri ilə yerinə yetirilir.

Təzyiq relesinin elektrik çıxışı olduqda hidravlik mühərrikin hərəkət addımının sonunda (kənar nöqtəsində) normal açıq (və ya normal bağlı) kontaktlar yerləşdirilir, hansılar ki daxil olan maye axınında təzyiq verilmiş qiymətə çatdıqda qapanırlar (normal bağlı kontaktlar olanda – ayrılırlar) – yəni təzyiq relesi müvafiq signal verir.

Hidravlik təzyiq relesinin sxemi şəkil 2.5.6-da verilmişdir. Relenin əsas hissələri: 1 – kontaktlar; 2 – itələyici; 3 – yay; 4 – porşendir. Relenin girişində təzyiq verilmiş qiymətdən (bu relenin işə düşmə təzyiqi adlanır) artıq olduqda onun porşeni yuxarı qalxaraq itələyici vasitəsilə lazım olan, istənilən işi görür (göstərilən sxemdə – kontaktlar qapanırlar).



Şəkil 2.5.6. Porşenli elektrik çıxışlı
hidravlik təzyiq relesinin sxemi:
a – elektrik kontaktlar açıqdırlar;
b – elektrik kontaktlar qapanıblar.

Porşenə təsir edən mayenin təzyiq qüvvəsi yayın təsir qüvvəsindən, sürtünmə qüvvəsindən, itələyiciyə təsir edən yükdən çox olduqda rele işləməyə başlayır:

$$pF \geq cx_b + P + P_{sür} \quad (2.5.6)$$

burada p – işləmə təzyiqi, F – porşenin sahəsi, c – yayın sərtliyi, x_b – yayın başlanğıc sıxılması, P – itələyiciyə tətbiq edilən yük, $P_{sür}$ – sürtünmə qüvvəsidir.

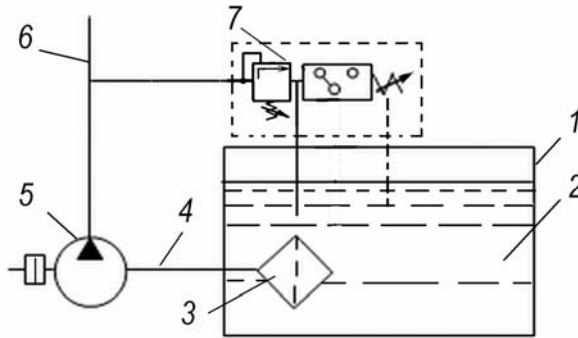
İşləmə təzyiqinin qiyməti yayın sərtliyindən və onun ilkin sıxılmasından asılıdır. Onda:

2.5. Köməkçi klapanlar

$$F(p_{max} - p_{min}) = c (x_{b\ max} - x_{b\ min}). \quad (2.5.7)$$

İşləmə təzyiqinin sərhəd qiymətləri (p_{max} , p_{min}) texniki şərtlərə əsasən verilir. Yayın sıxılmasının başlanğıc qiyməti ($x_{b\ max}$, $x_{b\ min}$) relenin konstruksiyasına əsasən seçilir. (2.5.6) və (2.5.7) tənliklərini birlikdə həll edib yayın sərtliyini və relenin porşenin sahəsini təyin etmək olar.

Hidravlik sistemi avtomatik müdafiə edən relenin işinə misal şəkil 2.5.7-də verilmiş hidravlik təzyiq relesini göstərmək olar. Burada rele vurucu xətdə qoyulmuş qoruyucu klapan vəzifəsini yerinə yetirir.



Şəkil 2.5.7. Hidravlik sistemin təzyiq relesi ilə avtomatik müdafiəsi

Qurğu 1 – çəndən, 2 – işçi mayedən, 3 – süzgcdən, 4 – sorucu xətdən, 5 – nasosdan, 6 – vurucu xətdən, 7 – siqnal verici təzyiq hidravlik çıxışlı rele və eyni zamanda qoruyucu klapandan ibarətdir. Vurucu xətdə təzyiq artdıqda porşen qalxaraq relenin gövdəsindəki pəncərəni açır (şəkil 2.5.5, a). İşçi maye pəncərədən keçərək çənə axır və hidravlik sistemdə təzyiqin artmasının qarşısı alınır və eyni zamanda xüsusi (səs, işıq və s.) siqnal verilir.

2.5. Köməkçi klapanlar

Rele qoruyucu klapan vəzifəsini yerinə yetirmək üçün hidravlik sistemdə təzyiq aşağıdakı qiymətə bərabər olmalıdır:

$$p_{a\zeta} = \frac{c(x_b + x_{a\zeta}) + P + P_{sür}}{F}, \quad (2.5.8)$$

burada $p_{a\zeta}$ – pəncərənin açılmasına uyğun olan təzyiq; $x_{a\zeta}$ – pəncərənin açılmasına kimi olan porşenin yolu.

Relenin işə düşmə vaxtı bərabərdir:

$$t_{or} = \frac{x_{a\zeta}}{v}, \quad (2.5.9)$$

burada $v = \frac{Q}{F}$ – porşenin hərəkət sürətidir, Q – releyə daxil olan maye sərfidir.

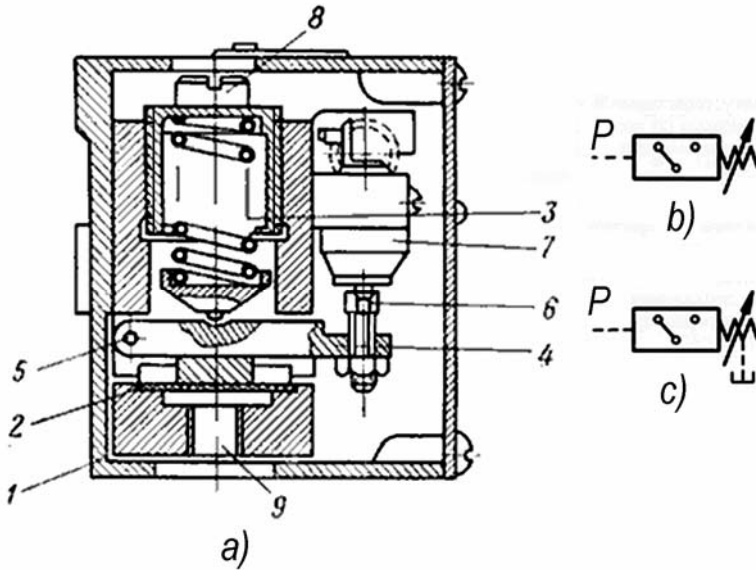
Г62-21 diafraqmalı tipli təzyiq relesinin konstruksiyası şəkil 2.5.8-də göstərilmişdir. Onun əsas hissələri: 1 – gövdə; 2 – diafraqma; 3 – yay; 4 – ling; 5 – ox; 6 – vint; 7 – mikroaçar; 8 – tənzimləyici vintdir.

Hidravlik sisteminin nəzarət olunan xəttindən işçi maye hidravlik təzyiq relesinin dəlik 9-a verilir. Daxil olunan maye təzyiq qüvvəsi kökləmə zamanı ilkin sıxılmış yayın 3 qüvvəsindən artıq olanda diafraqma 2 əyilir və qüvvəni lingə 4 ötürərək onu ox 5 ətrafında fırladaraq vint 6 ilə, mikroaçara təsir edir. Təzyiq relesinin nizamlanması (kökləməsi) vint 8 ilə yayın 3 sıxılma dərəcəsinin dəyişməklə yerinə yetirilir. Qeyd etmək lazımdır ki, diafraqmanın gərilməsinin başlanğıcından təzyiq relesinin signalına qədər, yəni mikroaçarın qapanmasına qədər, hidravlik sistemin təzyiqi müəyyən qədər artacaq, bu da təzyiq relesinin qeyri həssaslığını xarakterizə edir:

$$\Delta p = \frac{\Delta h c}{F}, \quad (2.5.10)$$

burada Δh – mikroaçarın qapanması üçün lingin yerdəyişməsi; c – yayın sərtliyi; F – diafraqmanın aktiv işçi sahəsi.

Növündən və ölçüsündən asılı olaraq təzyiq relelilərin qeyri həssaslığı $\Delta p = 0,3...1,0$ MPa arasındadır. Adətən nəzarət olunan təzyiq $p_{nom} = 0,5...32$ MPa civarında olur.



Şəkil 2.5.8. Γ62-2 tipli təzyiq hidravlik relesinin konstruksiyası (a) və onun şərti qrafiki işarəsi (b – drenajsız və c – drenajla)

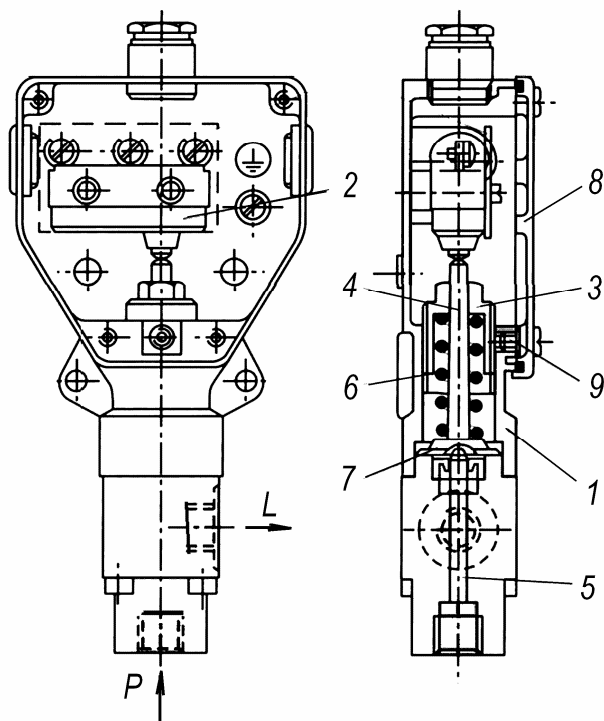
1 – gövdə; 2 – diafraqma; 3 – yay; 4 – ling; 5 – ox; 6 – vint;
7 – mikroaçar; 8 – tənzimləyici vint; 9 – giriş dəliyi.

Plunjerli tipli təzyiq relesinin konstruksiyası şəkil 2.5.9-da göstərilmişdir. Bu relenin tərkib hissəsi membranlı təzyiq relesinin kimidir. 1 – gövdə; 2 – mikroaçar; 3 – tənzimləyici vint; 4 –

2.5. Köməkçi klapanlar

itələyici; 5 – plunjer; 6 – yay; 7 – məhdudlaşdırıcı; 8 – qapaq; 9 – stopordur.

Relenin lazımi təzyiqə kökləməsi qapaq 8 altındakı stoporu (vinti) 9 boşaldıb tənzimləyici vinti 3 fırlatmaqla əldə olunur. Ölçülən təzyiq plunjerin 5 alt yan səthinə verilir. Plunjer hərəkətini itələyici 4 ilə sıxılan yaya 6-ya təsir edib, sxemdən asılı olaraq mikroaçarın kontaktlarını qapayır və ya aralayır. Plunjerin addımını mexaniki məhdudlaşdırıcı 7 hidravlik sistemdəki ifrat təzyiqlər olduqda mikroaçarı qorumaq üçün nəzərdə tutulmuşdur.



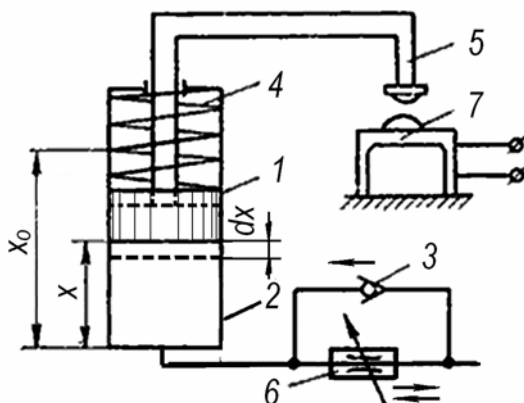
Şəkil 2.5.9. Plunjerli tipli təzyiq hidravlik relesinin konstruksiyası

1 – gövdə; 2 – mikroaçar; 3 – tənzimləyici vint; 4 – itələyici; 5 – plunjer; 6 – yay; 7 – məhdudlaşdırıcı; 8 – qapaq; 9 – stopor.

2.5.5. Hidravlik zaman relesi

Bir çox hidravlik sistemlərdə zaman relesi (zamanı ekspozisiyası klapanı) tətbiq edilir. Hidravlik zaman relesi, istiqamətləndirici hidravlik klapanlarının bir növü olaraq, əvvəldən təyin olunmuş zaman fasiləsindən sonra verilmiş idarə siqnalına görə müxtəlif qurğuların işə qoşulması (işçi mayenin daxil edilməsi) və ya dayandırılması (işçi maye axının kəsilməsi) üçün tətbiq edilir. Hidravlik relelər icraedici maşın mexanizmlərinin işçi sikllərin arasında avtomatik rejimdə müxtəlif lazımi fasilələri də yarada bilər. Hidravlik zaman relelərdə lazımi fasilə müddəti iki üsulu – xüsusi ölçülü həcmli silindrlərin işçi boşluğun boşaldılması və ya doldurulması zamanı ilə təmin olunur.

Zamanın ekspozisiyası silindrlərin işçi boşluğun boşaldılması zamanını ilə müəyyən edilən hidravlik relesinin prinsipial sxemi şəkil 2.5.10-da verilmişdir.



Şəkil 2.5.10. Zaman relesini prinsipial konstruktiv sxemi:

1 – porşen, 2 – gövdə, 3 – əks klapan, 4 – yay,
5 – ştok və itələyəcək, 6 – drossel, 7 – mikroaçar

2.5. Köməkçi klapanlar

Zaman relesinin əsas hissələri: 1 – porşen, 2 – gövdə, 3 – əks klapan, 4 – yay, 5 – ştokla itələyəcək, 6 – drossel, 7 – mikroaçaqdır.

Əl və ya başqa bir avtomatik qurğunun köməyi ilə (şəkildə göstərilməyib) porşen qaldırıldıqda relenin gövdəsində boşluq yaranır və işçi maye çəndən relenin əks klapanından onun daxilinə sorulur (relenin doldurma prosesi). Porşenin son yuxarı vəziyyətində relenin yayı maksimum sıxılmış olur və ştok siyirmə və ya başqa tutacaqla saxlanılır. Tutacaq olmadıqda və ya xaricdən signalın təsirlə açıldıqda yayın qüvvəsi porşeni aşağı doğru hərəkət etdirərək (relenin iş prosesi), işçi mayenin tədricən drosseldən axmasına səbəb olur (əks klapan bağlanır). Nəticədə itələyici vasitəsilə mikroacarın kontaktları qapanır və ya açılır.

Drosselin keçid sahəsini dəyişməklə relenin müxtəlif işçi vaxtını müəyyən etmək olar.

Sonsuz kiçik dt zamanında porşen dx qədər yol gedir və reledən dv həcmində maye axır:

$$dv = Fx, \quad (2.5.11)$$

burada F – porşenin işçi sahəsidir. Bu vaxt ərzində drosseldən keçən maye həcmi olacaqdır:

$$dv = Qdt, \quad (2.5.12)$$

burada Q – drosseldən keçən maye sərfidir. Maye praktiki olaraq sıxılmadığından

$$Fdx = Qdt, \quad (2.5.13)$$

burada relenin işləmə vaxtını təyin etmək olar:

2.5. Köməkçi klapanlar

$$t_{i\vartheta} = \int_0^{x_o} \frac{F}{Q} dx, \quad (2.5.14)$$

burada x_o – porşenin yoludur. Maye sərfi isə

$$Q = \mu f \sqrt{2gH}, \quad (2.5.15)$$

haradakı μ – sərf əmsalıdır, təcrübədən təyin edilir; f – drosselin keçid kəsiyinin sahəsi; H – mayenin hidravlik statik basqısıdır.

Mayenin basqısı porşen düşdükcə dəyişir və x hündürlüklü maye sütunu ilə yayın yükünə ekvivalent olan təzyiqin cəmindən ibarətdir.

$$H = x + \frac{cx}{F\rho g} = x \left(\frac{c}{F\rho g} + 1 \right), \quad (2.5.16)$$

burada c – yayın sərtliyi, ρ – mayenin sıxlığıdır.

$$A = 1 + \frac{c}{F\rho g}$$

ilə əvəz etsək

$$H = Ax. \quad (2.5.17)$$

Onda

$$t_{i\vartheta} = \int_0^{x_o} \frac{2F}{\mu f \sqrt{2gAx}} \sqrt{x} = \frac{F}{\mu f \sqrt{2gh}} \int_0^{x_o} \frac{dx}{\sqrt{x}}$$

ifadəsini integrallayaq

$$t_{i\vartheta} = \frac{2F\sqrt{x_o}}{\mu f \sqrt{2gA}}, \quad (2.5.18)$$

tənliyi $\sqrt{x_o}$ vurub, bölsək və A -nın qiymətini yerinə yazsaq

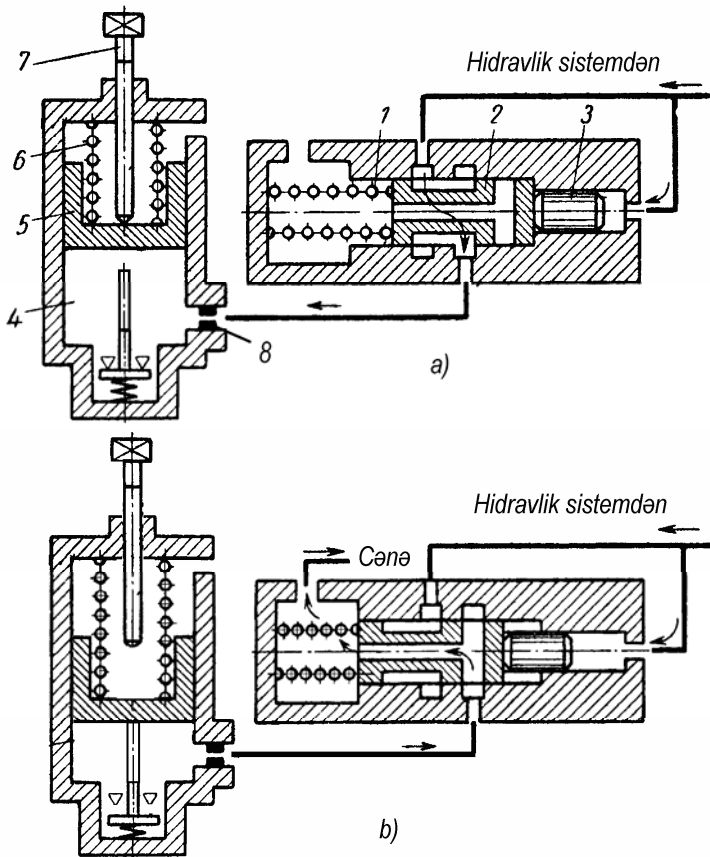
$$t_{i\dot{s}} = \frac{2V_o}{\mu f \sqrt{2g \left(\frac{cx_o}{f\rho g} + x_o \right)}}, \quad (2.5.19)$$

burada $V_o = Fx_o$ – porşenin hərəkəti zamanı olan həcmdir.

Alınan tənlikdən görünür ki relenin işə düşmə zamanı bir neçə amillərdən: yayın sərtliyindən c ; porşenin işçi sahəsindən F və onun gediş yolundan x_o və drosselin işçi keçid sahəsindən f (açılma dərəcəsi) asılıdır.

Relenin ekspozisiya (işə düşmə) zamanı sabit müqavimət olduqda silindrlərin işçi boşluğunun boşaldılması və porşenin dəyişən hərəkəti ilə yerinə yetirilən hidravlik relesinin sxemi şəkil 2.5.11-də verilmişdir.

Şəkildə 2.5.11, *a*-da göstərilmiş relenin plunjerinin 2 vəziyyətində hidravlik intiqalının hidravlik mühərriki hansı bir işçi əməliyyatını yerinə yetirməsindədir. Bu vəziyyətdə relenin silindrinin boşluğu 4 plunjerin 2 vasitəsilə hidravlik sistemin təzyiq xətlə birləşdirilib və porşen 5 yuxarı istiqamətdə hərəkət edərək, onun addımını məhdudlaşdıran dayaq vinti 7-yə söykənir. Əməliyyat prosesi qurtardıqdan sonra hidravlik sistemdə təzyiq artır və bunun nəticəsində plunjer 2, yayın 1 qüvvəsini dəf edərək, sola doğru hərəkət edəcək (şəkildə 2.5.11, *b*), silindr boşluğunu 4 cənlə birləşdirir. Yayın 6 təsiri ilə porşen 5 aşağı doğru hərəkət edib, silindrdəki mayeni sıxışdırıb cənə xaric edir. Porşenin hərəkət müddəti vint 7 və silindrin çıxışındakı drosselin 8 müqaviməti ilə tənzimlənir. Gedişin sonunda porşen mikroaçarın kontaktlarına təsir edərək, hidravlik sistemi dayandırır və ya revers hərəkətinin başlanmasını təmin edir.

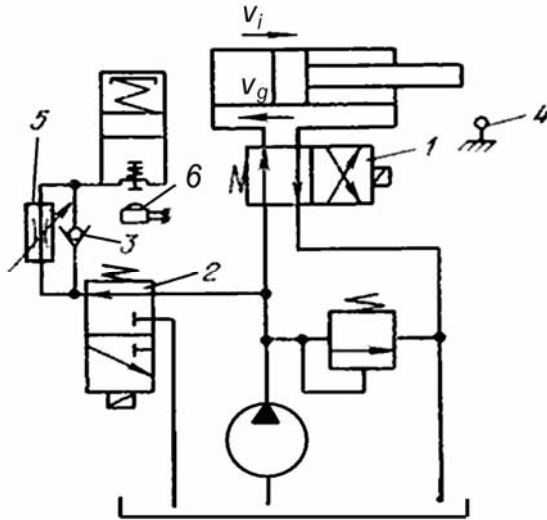


Şəkil 2.5.11. Sabit müqavimətli normal qapanmış kontaktlı zaman relesinin konstruktiv sxemi

Şəkildə 2.5.12-də zaman relesinin hidravlik intiqalına qoşulma sxemi verilmişdir. Bu sxemdə hidravlik güc silindrinin ştoku avtomatik rejimdə işçi və boş hərəkətləri yerinə yetirib, gedişin son kənar nöqtələrində əvvəlcədən təyin olunmuş müddət tərpənməz dayanır. Paylayıcının 1 göstərilən vəziyyətində hidravlik güc silindrinin ştoku işçi hərəkəti yerinə yetirərək, sağa doğru irəliləyir. Eyni zamanda işçi maye, paylayıcı 2-dən və əks klapan 3-dən keçərək, zaman rele silindrinin boşluğunu doldurur.

2.5. Köməkçi klapanlar

Güc silindrinin işçi hərəkətində sağ kənar nöqtəsinə çatdıqda yol elektrik dəyişdiricisi 4 elektrik siqnalı ilə paylayıcı 2-ni digər vəziyyətinə gətirir, və bununla silindrinin boşluğunda yığılan maye zaman relesinin drosseldən 5-dən keçərək cənə xaric olunur. Köklənmiş zaman başa çatdıqdan sonra mikroacar 6 və yol elektrik dəyişdiricisi 4 ilə hidravlik paylayıcıları 1 və 2 digər vəziyyətə gətirilir, güc silindrinin şoku boş (yüksüz) hərəkətinə başlayır. Həmin vaxta zaman relesinin silindri maye ilə yenidən doldurulur. Yüksüz hərəkətinin sonunda şok dayananandan sonra zaman relesi boşaldılır. Relenin boşaldılma zamanı bitdikdən sonra yol elektrik dəyişdiricisi 4 hidravlik paylayıcıları 1 və 2 ilkin vəziyyətə qaytarıb, güc silindrinin şokunun işçi hərəkətinə hazır olmasını təmin edir.



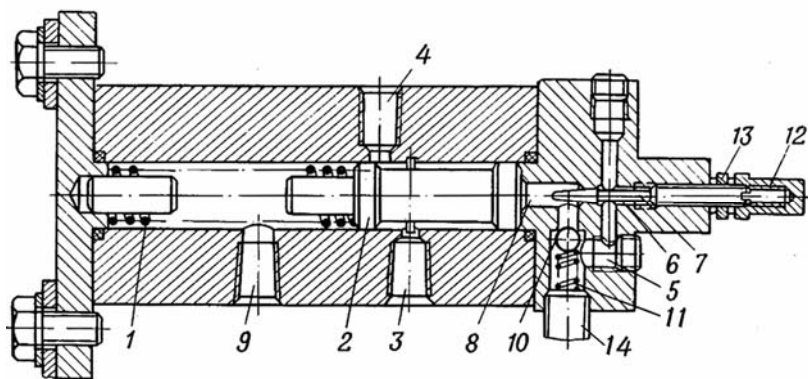
Şəkil 2.5.12. Hidravlik zaman relesinin hidravlik intiqal sxeminə qoşulması variantı.

- 1 – iki vəziyyətli dörd xətlə elektromaqnitli hidravlik paylayıcı;
2 – iki vəziyyətli üçxətlə elektromaqnitli hidravlik paylayıcı;
3 – əks klapan; 4 – yol elektrik dəyişdiricisi;
5 – drossel; 6 – mikro elektrik açarı

2.5. Köməkçi klapanlar

Ümumiyyətlə, iş prinsipinə görə zaman relelərini üç yerə bölmək olar: drosselli, həcmi və qarışıq tipli zaman releləri.

Şəkil 2.5.13-də drossel tipli zaman relesinin konstruktiv sxemi verilmişdir. Bu zaman relesi vasitəsilə avadanlığın girişindəki xəttini təzyiq basqı şəbəkədən ayırıb müəyyən zamandan sonra onu axıtma xətti ilə birləşdirməkdən ibarətdir.



Şəkil 2.5.13. Drossel tipli zaman relesinin konstruksiyasının sxemi:

1, 11 – yaylar; 2 – zolotnik; 3, 4 – daxil və xaric dəlikləri; 5, 8 – boşluqlar; 6 – kanal; 7 – tənzimləyici drossel; 9 – axıtma dəliyi; 10 – kürə; 12 – örtük; 13 – kontrqayka; 14 – ştuser.

Zaman relesi iş rejimində olmadıqda yay 1 zolotnikini 2 sağ kənar vəziyyətə sıxışdıraraq, giriş dəlik 3 avadanlığa gedən dəlik 4- ilə birləşdirib təzyiq altında işçi mayeni avadanlığa ötürür. İdarəedici təzyiqi ştuserə 14 verdikdə rele işləməyə başlayır: işçi maye boşluğu 5, kanal 6, drossel 7 ilə gövdə arasından keçərək, zolotnikin 2 sağ yan səthinin altındakı boşluğa 8 daxil olur. Səthə təsir edən mayenin qüvvəsi ilə zolotnik 2, yay 1-i sıxaraq, sol istiqamətə doğru hərəkətə başlayır. Zolotnik kənar sol vəziyyətə

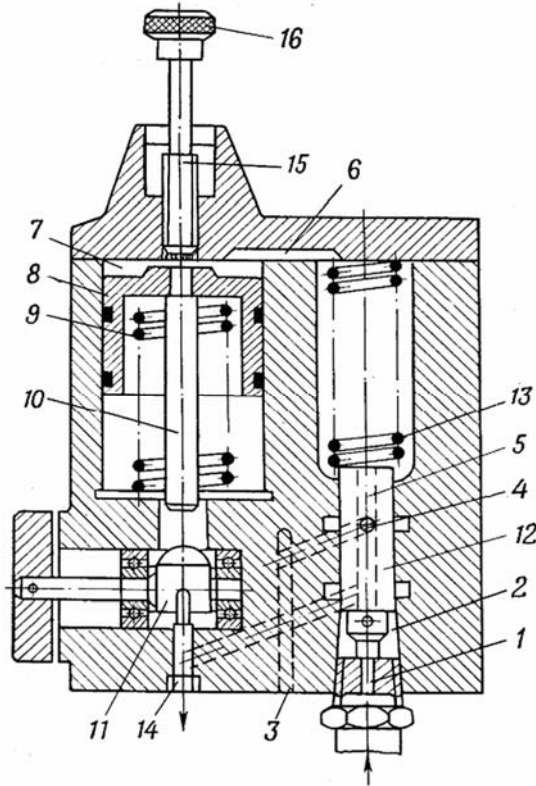
çatdıqda, dəlik 4 dəlik 3-dən tam ayrılıb axıtma xətt 9 ilə birləşir. İdarəedici təzyiqi ştuser 14-dən götürdükdə boşluq 8-dən maye yayı 11-i sıxaraq kürənin 10 altından releni tərk edir, zaman relesi qeyri iş vəziyyətinə keçir və kənar sağ vəziyyətində yenidən işçi mayeni dəlik 4-də ötürür. Zaman relesinin ekspozisiya müddəti drosselin 7 vinti ilə müəyyənləşdirilir. Bunun üçün örtük 12-ni açıb, kontrqaykanı 13 boşaltmaq lazımdır.

Hidravlik mühərrikin kiçik sürətlərində və işçi yağın temperaturu əhəmiyyətli dərəcədə dəyişikdə drossel tipli zaman relesi vasitəsilə ekspozisiya müddətini dəqiq sabit saxlamaq mümkün olmur. Buna görə belə şəraitlərdə həcmi tipli zaman relesini tətbiq edirlər. Bu tipli zaman relesinin konstruksiyası şəkil 2.5.14-də verilmişdir.

Həcmi tipli reledə zamanın ekspozisiyası porşen 8 gediş müddətindən asılıdır, hansı ki dəstək 16-nın köməyi ilə 15 saylı vintlə nizamlanır. Hidravlik sistemdən işçi maye dəlik 1-dən boşluğu 2-ni, kanalı 3, dəliyi 4, uzununa kanalı 5 və boşluğu 6 keçərək boşluq 7-yə daxil olur. Porşen 8 aşağı enərək, yayı 9-u sıxır, ştok 10 isə dayağı 11-i fırladır. Boşluq 2-də təzyiq ifrat şəkildə artıqda yay 13 sıxılır, zolotnik 12 qalxır və bununla boşluq 7 axıtma xətt 14 ilə birləşir. Öz növbəsində porşen 8 yayın 9 təsiri ilə qalxır, zolotnik 12 isə aşağı enir və sistem bütövlüklə ilkin vəziyyətə qaydır.

Zaman relesinin üstünlüyü onun quruluşunun və istismarının sadə olmasıdır, çatışmamazlığı isə işləmə vaxtının stabil olmamasıdır ki, buna da səbəb uzun müddət işlədikdə işçi mayenin temperaturunun və drosselin keçid kəsiyinin sahəsinin dəyişməsidir.

Bu sadə konstruksiyalı zaman relelərdə zamanın ekspozisiyası adətən 300 saniyədən artıq olmur, minimal vaxt isə 0,5...1 san-dir.



Şəkil 2.5.14. Həcmi tipli zaman relesinin konstruksiyası:

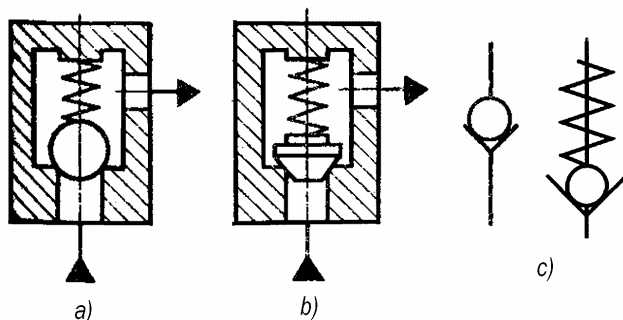
1, 4 – dəliklər; 2, 6, 7 – boşluqlar; 3, 5 – kanallar; 8 – porşen;
9, 13 – yaylar; 10 – ştok; 11 – dayaq; 12 – zolotnik;
14 – axıtma dəliyi; 15 – vint; 16 – nizamlayıcı dəstək

2.5.6. Əks klapanlar

Əks (bağlayıcı) klapan, istiqamətləndirici hidravlik aparat olaraq, hidravlik sistemdə elektrik düzləndiricisi vəzifəsini yerinə yetirir, yəni xarici təsirli idarə edilməyən olduqda maye axınını bir istiqamətə yönəldir. Xarici təsir olduqda klapan mayeni hər iki istiqamətə buraxır.

2.5. Köməkçi klapanlar

Əks klapanın sxemi şəkil 2.5.15-də verilir. Bunun quruluşu qoruyucu klapanın quruluşuna oxşayır. Burada yalnız fərq, az qüvvəli yayın tənzimləyici olmayıb, bağlayıcının yuvada möhkəm oturmasına kifayət edir. Kürəvi (şəkil 2.5.15, a) və konuslu (şəkil 2.5.15, b) klapanlar geniş yayılmışdır.



Şəkil 2.5.15. Əks klapanın sxemi və şərti işarələri:

a – kürəvi; b – konuslu BTE ilə; c – şərti işarələri

Şəkil 2.5.15-də göstərilən istiqamətdə maye axını hərəkət etdikdə, BTE yəhərdən qalxaraq maye axınına minimal müqavimətlə klapandan buraxır. Maye axınının əks istiqamətində isə yayın və maye ilə yaranan qüvvələrin təsiri ilə BTE yəhərə sıxılıb, maye axınıni dayandırır.

Əks klapanlara qoyulan əsas tələbatlar:

- işçi mayenin düz istiqamətində axına minimal müqavimət göstərməli;
- işçi mayenin əks istiqamətində maksimal hermetliyi təmin etməli.

Qeyd olunduğu kimi, klapandakı yayın yalnız köməkçi rolu vardır – işçi maye istiqamətini dəyişdirmə keçid müddətində BTE-ni yəhərə sıxmaqdır. Buna görə əks klapanalarda yayın sərtliliyi minimal olub, adətən təzyiq itkisi $\Delta p = 0,01 \dots 0,03 \text{ MPa}$

2.5. Köməkçi klapanlar

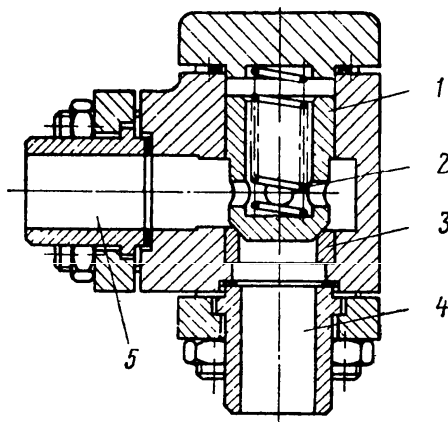
sərhədlər arasında olur.

Kiçik təzyiqlərdə yüksək hermetliyini təmin etmək üçün BTE və ya yəhər elastik kipləşdirici araqatlarla təchiz olunur. .

Əks klapanların əsas göstəriciləri: şərti keçid diametr d_s , mm; nominal təzyiq p_{nom} , MPa; nominal sərf Q_{nom} , $\text{dm}^3/\text{dəq}$; təzyiq düşküünün maye sərfindən asılılığı $\Delta p = f(Q)$; kütləsi m , kq.

Konuslu bağlayıcı klapanlar kürəvilərə nisbətən tez təsirlidir. Ölçüsündən və quruluşundan asılı olmayaraq klapanların işə düşməsi 0,1...10 msan olur.

Şəkil 2.5.16-də $\Gamma 51-2$ tipli əks klapanın konstruktiv sxemi verilmişdir, hansının ki BTE – silindrik istiqamətləndiricisi olan konuslu klapan 1-dir. İşçi maye dəlik 4-dən daxil olduqda alçaq sərtliyə malik yayı sıxıb klapan 1-i yəhər 3-dən ayırır və bununla maye axını üçün dəlik 5-ə yol açılır. İşçi mayenin dəlik 5-dən daxil olduqda isə klapan 1 yəhər 3-ə kip sıxılır və işçi mayenin yolu bağlanır.



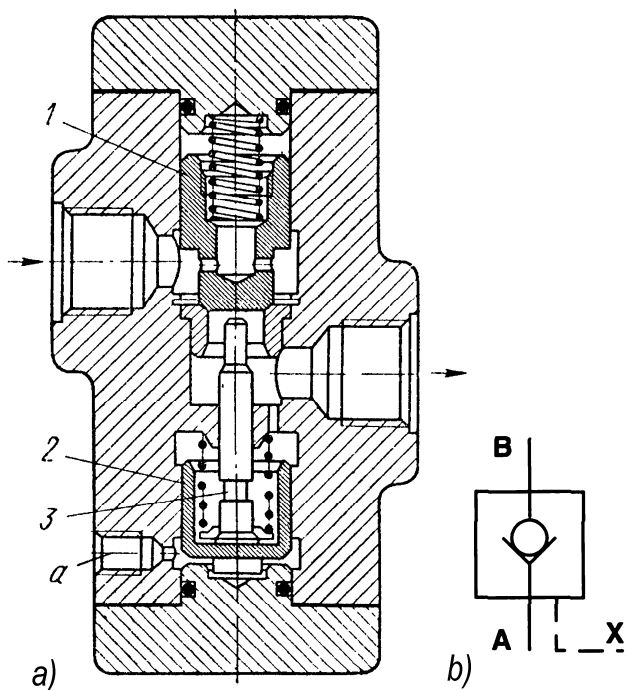
Şəkil 2.5.16. $\Gamma 51-2$ tipli əks klapanın konstruktiv sxemi

Bu tipli əks klapanlarının əsas parametrləri: şərti keçid diametri $d_s = 10...32$ mm (ölçü növündən (qabarıtından) asılı

2.5. Köməkçi klapalar

olaraq: Г51-2....Г51-27); nominal təzyiqi $p_{nom} = 20$ MPa; nominal sərfi $Q_{nom} = 0,133....9,33$ dm³/san; işçi mayenin təzyiqi $p = 25$ MPa və özlülüüyü $\nu = 20$ sSt olduqda sızmalar sərfi $\Delta Q = 5...8$ sm³/dəq-ə artıq olmamalıdır; təzyiq düşküünün maye sərfindən asılılığı $\Delta p = f(Q)$ – əks klapanın pasportunda verilir, (0,2 MPa-dan artıq olmamalıdır); ölçü növündən asılı olaraq kütləsi $m = 1,5...33$ kq-dır.

Hidravlik avtomatikada xaricdən idarə edilən əks klapalardan da istifadə edilir (şəkil 2.5.17).



Şəkil 2.5.17. Xaricdən idarə edilən KY tipli əks klapa:

a – konstruktiv sxemi; b – şərti işarəsi

Bu tipli klapalar işçi maye axının sərbəst hərəkətini bir istiqamətdə təmin edir, digər tərəfə isə maye axını yalnız xaricdən

məcburi klapanın 1 porşenin 3 itələyicisi 2 ilə açılması nəticəsində baş verə bilər. Bunun üçün idarəedici aparatdan maye *a* dəlikdən porşenin 3 altında olan boşluğa verilir.

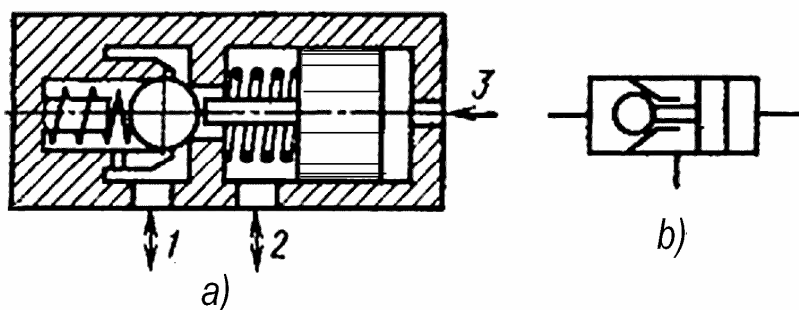
2.5.7. Hidravlik qfıllar

2.5.7.1. Birtərəfli hidravlik qfıllar

Hidravlik qfıl (hidravlik bağlayıcı) – paylayıcı hidravlik aparat, xaricdən daxil olan signal ilə güc silindrində istənilən vəziyyətdə porşeni qeyd etmək məqsədilə, hidravlik mühərrikin boşluğundakı mayenin qarşısını avtomatik qapamaq üçün istifadə edilir.

BTE-rin sayına görə hidravlik qfıllar bir və ikitərəfli ola bilərlər.

Birtərəfli hidravlik qfılın konstruktiv sxemi şəkil 2.5.18-də göstərilmişdir. Bu hidravlik aparat əks klapanlar kimi yaylı BTE-ən, yəhərdən və yayla təchiz olunmuş itələyici olan porşəndən ibarətdir.



Şəkil 2.5.18. Birtərəfli hidravlik qfılın konstruktiv sxemi (a) və onun şərti işarəsinin bir növü (b)

İdarəedici hidravlik xətt 3-də təzyiq olmadıqda, işçi maye

dəlik 2-yə daxil olub, BTE-ni (burada kürəni) yəhərdən ayırır və dəlik 1 istiqamətində hərəkət edir, porşen itələyicisi ilə birgə isə sağa doğru yerini dəyişir. İşçi maye axını istiqamətin dəyişdikdə (dəlik 2-yə daxil olduqda) BTE yayın və mayenin təzyiqin təsiri ilə yəhərə sıxılaraq, maye axımını dayandırır.

Dəlik 3-dən hidravlik qıfılın idarəedici boşluğuna təzyiq verdikdə porşen sol istiqamətə hərəkət edib, itələyicisi ilə maye təzyiqin və yayın qüvvələrini dəf edərək BTE-ni yəhərdən ayırır və işçi maye sərbəst hər iki istiqamətdə hərəkət edə bilər.

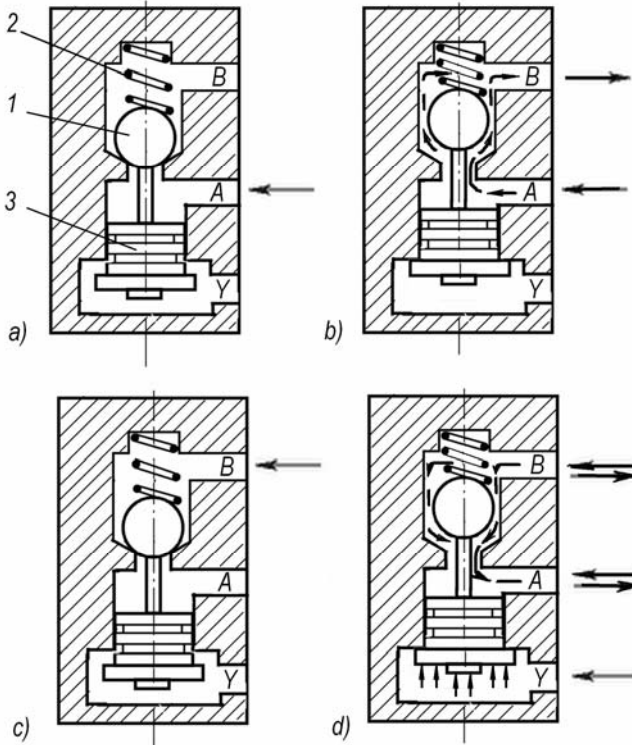
Birtərəfli hidravlik qıfılın iş prinsipi daha aydın şəkil 2.5.19-də görmək olar:

- a vəziyyətdə – işçi maye A boşluğuna verilir;
- b vəziyyətdə – işçi maye A boşluqdan B boşluğuna axır (qıfıl açıqdır);
- c vəziyyətdə – işçi maye B boşluğuna verilir (qıfıl bağlıdır);
- d vəziyyətdə – idarəedici təsirinin olduqda işçi maye B boşluqdan A boşluğuna və əks istiqamətində axa bilər (qıfıl məcburi açıqdır).

Hidravlik güc silindrdən sonra əks klapana paralel drossel olmadıqda (şəkil 2.5.20, a) zolotnik “endirmə” vəziyyətə keçdikdə işçi maye təzyiq altında $P - B$ xətlə silindrin porşen boşluğuna və idarəedici signal kimi qıfıla daxil olur. Qıfıl açılır və işçi maye silindrin ştok boşluğundan $A - T$ xətlə axıdılır. Yükün endirilməsi xaricdəki yükün F və qidalandırıcı nasosun təzyiqin təsiri ilə baş verir. Endirmə zamanı silindr ştokunun sürəti nasosun sərfinə uyğun sürətindən artıq ola bilər və bu zaman silindrin porşen boşluğundakı və idarəetmə xəttində təzyiq azalır, qıfıl yayın təsiri ilə bağlanır, və ştokun hərəkəti kəsilir. Sonra basqı xəttində işçi təzyiq yenidən artır, qıfıl açılır və hərəkət bərpa olunur. Beləliklə, endirmə prosesi sıçrayış şəklində olur. Bu hadisəni aradan qaldırmaq üçün silindr və hidravlik qıfıl aralarında əks klapanla

2.5. Köməkçi klapanlar

paralel tənzimlənən drossel yerləşdirilir (şəkil 2.5.20, *b*), hansı ki, endirmə prosesi zamanı öz müqaviməti ilə axıtma xəttində təzyiqi lazımi səviyyəyə qaldırır, qıfılın yayın sıxılmasına şərait yaradır və qıfıl endirmə zamanı daimi açıq qalır.

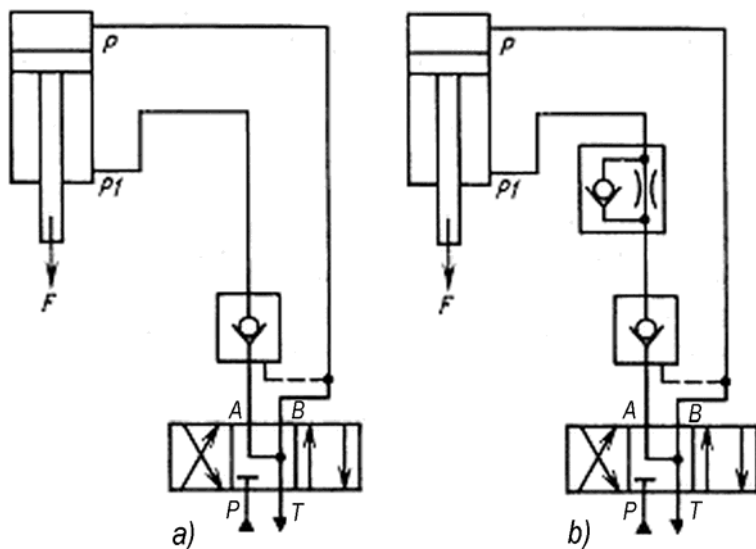


Şəkil 2.5.19. Birtərəfli hidravlik qıfılın iş prinsipi:

- a* – işçi mayenin *A* boşluğuna verilməsi;
- b* – mayenin *A* boşluqdan *B* boşluğuna axması (qıfıl açıqdır);
- c* – işçi mayenin *B* boşluğuna verilməsi (qıfıl bağlıdır);
- d* – idarəedici təsirinin olduqda mayenin *B* boşluqdan *A* boşluğuna axması (qıfıl məcburi açıqdır).

2.5. Köməkçi klapanlar

Birtərəfli hidravlik qıfıllar adətən hidravlik mühərriklərin çıxış bəndinin bir istiqamətinin dayandırması (blokirovkası) üçün istifadə olunurlar.



Şəkil 2.5.20. Birtərəfli hidravlik qıfılın hidravlik güc silindrinin sxeminə qoşulması:

- a* – əks klapansız və drosselsiz;
b – əks klapanla və drossellə birlikdə

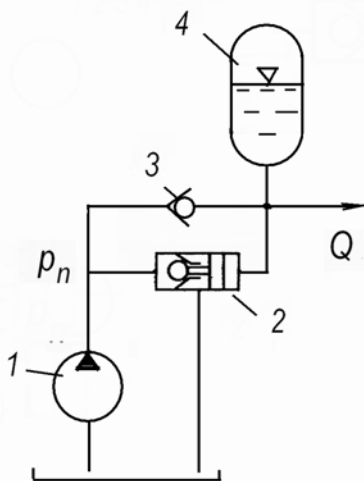
Səyyar qurğularda hidravlik qıfılların idarəetmə təzyiqi $p_i = (0,02...32)$ MPa arasındadır, şərti diametr $d_{\text{ş}} = (16, 20, 25 \text{ və } 32)$ mm olur.

Digər təzyiqli işçi mayenin periodik (epizodik) istehlak olunan hidravlik qurğuda sabit verimli qidalandırıcı həcmi nasosun yükdən avtomatik azad olunması üçün hidravlik sxemdə tətbiq olunan hidravlik qıfıl əsas elementdir (şəkil 2.5.21).

Hidravlik sistemə vurulan mayenin istifadəsi olmadıqda işçi

2.5. Köməkçi klapanlar

maye hidravlik akkumulyator 4-ə daxil olur. Akkumulyatordakı təzyiq p_{ak} hidravlik qıfılın 2 sıxılmış yayı ilə müəyyənləşdirilmiş p_{max} qiymətə çatdıqda ($p_{ak} = p_{ak\ max}$) qıfılın porşeni sola doğru hərəkət edərək akkumulyatoru qidalandırıcı xəttini bağlayır, qıfıldakı əks klapanı isə açaraq nasosun 1 vurma xəttini axıtma xətlə birləşdirib, nasosun vurma təzyiqini axıtma təzyiqə bərabərləşdirir – $p_n = p_a$, yəni, faktiki olaraq nasos boş-boşuna iş rejiminə keçir. Bu rejimdə vurma xətində yerləşən əks klapan 3 vasitəsilə hidravlik akkumulyator nasosdan ayırmış olur.



Şəkil 2.5.21. Nasosu yükədən avtomatik azad olunması
birtərəfli qıfıllı hidravlik qurğusunun sxemi:

1 – nasos; 2 – hidravlik qıfıl; 3 – əks klapan;
4 – hidravlik akkumulyator.

Qurğuda işçi maye sərf olduqda və ya tədrici sızmalar baş verdikdə hidravlik akkumulyatordakı təzyiq $p_{ak\ min}$ qiymətə qədər azaldıqda qıfılın itələyicinin yayı porşeni ilkin (sağ) vəziyyətə gətirərək nasosun vurma xəttini axıtma xətindən ayırır. Nəticədə

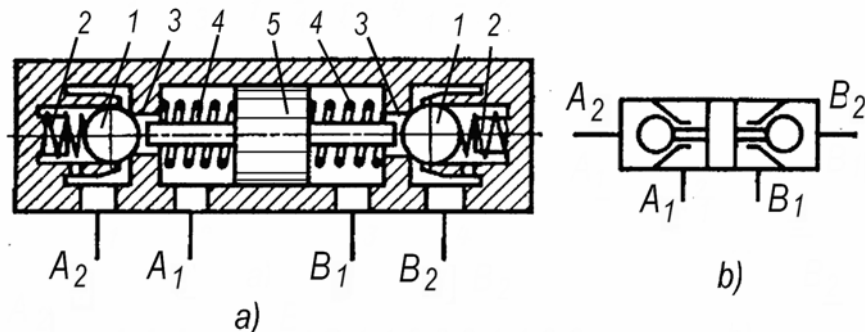
nasosun vurma təzyiqi artır, əks klapan 3 açılır və akkumulyator yenidən doldurma rejiminə keçir.

Qeyd etmək lazımdır ki, akkumulyatordakı təzyiq $p_{ak\ min} \leq p_{ak} \leq p_{ak\ max}$ intervalında olduqda nasos boş-boşuna iş rejimində işləyir.

2.5.7.2. İkiüzlü hidravlik qıfıllar

Hidravlik mühərrikin çıxış bəndinin hər iki istiqamətdə blokirovkanı (hərəkətsiz vəziyyətini) yerinə yetirmək üçün ikiüzlü hidravlik qıfıllar tətbiq olunur.

İkiüzlü hidravlik qıfılın konstruktiv sxemi və onun şərti işarəsinin bir növü şəkil 2.5.22-də göstərilmişdir. Bu hidravlik qıfıl yaylı 2 iki əks klapanndan 1, yəhərlərdən 3 və iki yayla 4 təchiz olunmuş porşenli itələyicidən 5-dən ibarətdir.



Şəkil 2.5.22. İkiüzlü hidravlik qıfılın konstruktiv sxemi (a) və onun şərti işarəsinin bir növü (b)

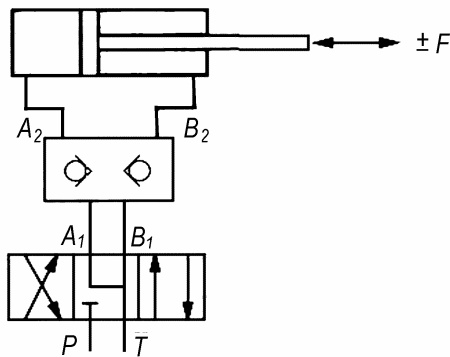
Adətən, ikiüzlü hidravlik qıfıl hidravlik güc silindrlərin çıxış bəndi aktiv (hərəkət istiqamətində) və ya əks təsir edən qüvvələrlə yüklənəndə boşluqlarını bağlamaq üçün istifadə olunur. Bu zərurət, məsələn, təhlükəsiz texnikaya görə hidravlik güc silindrin ştokunun xarici yük altında öz-özünə hərəkət etməsinə

2.5. Köməkçi klapanlar

icazə verilmir. Bu lüzumu yalnız hidravlik paylayıcının zolotnikin neytral vəziyyətə gətirməklə baş verən sızmalara görə lazımi dərəcədə hermetikliyi yaratmaq olmur. Belə halda – hidravlik qıfıl olmadıqda, qaldırılan yükün təsiri ilə ştok yüklə birgə sızmalara görə enəcəkdir.

İkitərəfli hidravlik qıfılın hidravlik güc silindrinin sxeminə qoşulması şəkil 2.5.23-də və onun iş prinsipi şəkil 2.5.24-də verilmişdir.

Hidravlik qıfılın gövdəsində 1 (şəkil 2.5.24) iki kürəvi, əks klapan 2 və 4 yerləşir. Bu əks klapanların arasında hərəkət edən (üzən) 2 itələyici ilə təchiz olunmuş porşen 3 vardır. Paylayıcıdan maye A_1 və B_1 klapanlarından keçən qıfıla daxil olub oradan A_2 və B_2 kanalları ilə güc silindrinə axır.



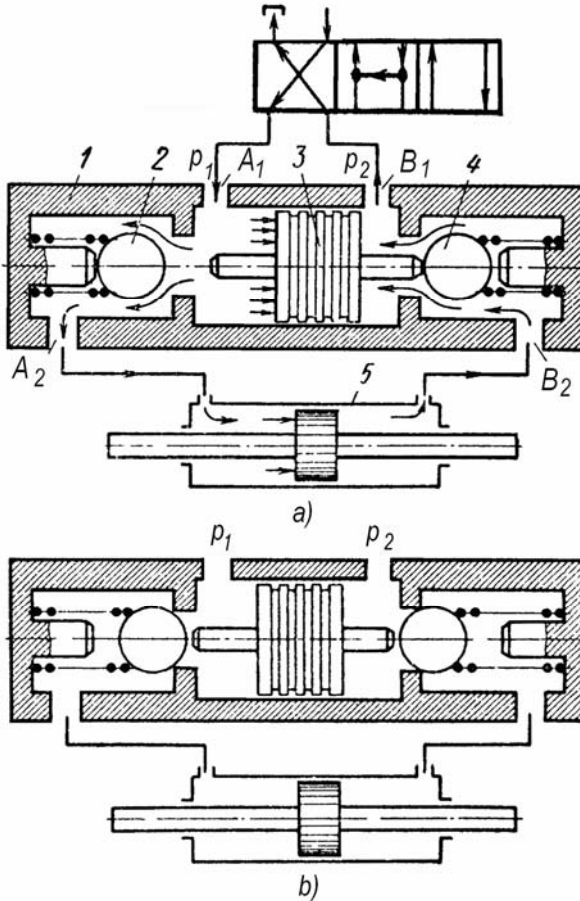
Şəkil 2.5.23. İkitərəfli hidravlik qıfılın hidravlik güc silindrinin sxeminə qoşulması

Kanal A_1 -ə maye daxil olduqda (şəkil 2.5.24, a) soldaki bağlayıcı klapan açılır və maye A_2 kanalı vasitəsilə güc silindr 5-nin sol boşluğuna keçir. Bu zaman mayenin təzyiqi ilə porşen 3 sağa hərəkət edərək, bağlayıcı klapanı 4-i açır və mayenin güc silindrinin boşluğu ilə əlaqədə olan B_2 kanalından B_1 kanalına, oradan da paylayıcıya keçməsinə təmin edir.

2.5. Köməkçi klapanlar

Paylayıcıdan, mayeni B_1 kanalına verdikdə (revers hərəkəti) hidravlik qıfılın qapadıcısı analoji olaraq əks tərəfə hərəkət edir.

Mayenin dövrüyyəsi baş vermədikdə (bu paylayıcının orta vəziyyətinə uyğundur, şəkil 2.5.24, b) əks klapanlar 2 və 4 güc silindrinin 5 boşluqlarındakı mayenin axmasını kəsərək verilmiş vəziyyətdə güc silindrinin qarşısını alır.



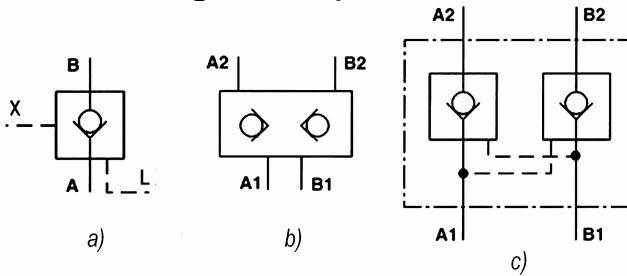
Şəkil 2.5.24. İkitərəfli hidravlik qıfılın iş prinsipi:

a – paylayıcının işçi vəziyyəti, $p_1 > p_2$;

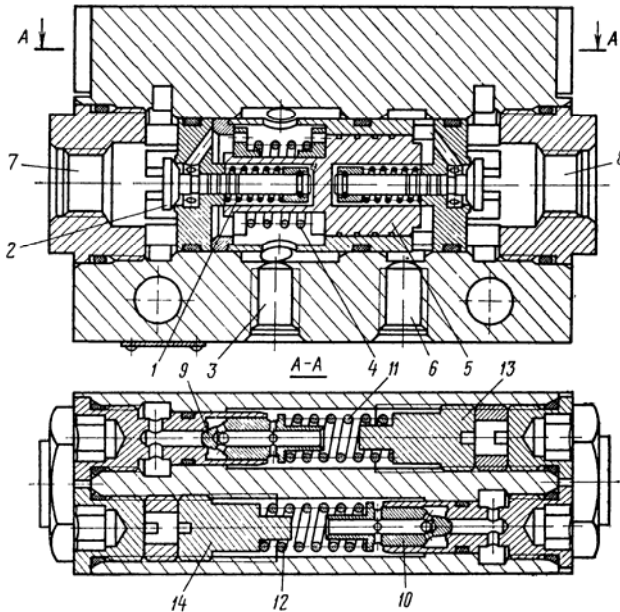
b – paylayıcının neytral vəziyyəti, $p_1 = p_2$.

2.5. Köməkçi klapanlar

Hidravlik qıfılların hal-hazırda qəbul olunmuş qrafiki işarələri şəkil 2.5.25-də göstərilmişdir.



Şəkil 2.5.25. Hidravlik qıfılların qəbul olunmuş işarələri:
a – birtərəfli, drenaj xətlə; b – ikitərəfli (sadələşdirilmiş işarə);
c – ikitərəfli (ətraflı işarə)



Şəkil 2.5.26. ГС12 tipli ikitərəfli hidravlik qıfıl:
1, 4, 11, 12 – yaylar; 2 – əks klapanlar; 3, 6 – paylayıcıya birləşən
dəliklər; 7, 8 – hidravlik silindrə birləşən dəliklər;
5 – porşen; 9, 10 – axıdıcı klapanlar; 13, 14 – tənzimləyici vintlər.

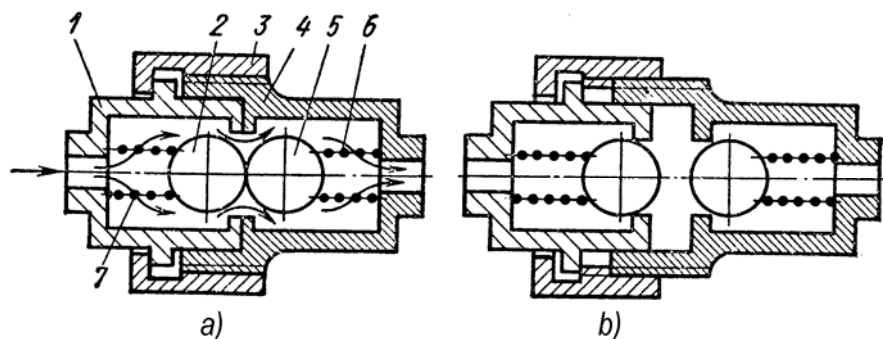
Г12, ГС12, ГО12, ГОС12 (şəkil 2.5.26) tipli bir və ikitərəfli hidravlik qıfılın əsas göstəriciləri: şərti keçid diametr $d_s = 20$ mm; nominal təzyiq $p_{nom} = 16$ MPa; nominal sərf $Q_{nom} = 25$ dm³/dəq; idarəedən təzyiq $p_i = 25$ MPa-a qədər: təzyiq düşkü-sü-nün maye sərfindən asılılığı $\Delta p = f(Q)$ – qıfılın pasportunda; kütləsi $m = 4.1...5,5$ kq

2.5.8. Ayırıcı muftalar

Tez-tez sökülən və quraşdırılan avadanlıqlardan və hidravlik aparatlardan ibarət olan hidravlik sistemlərdə ayırıcı muftalardan geniş istifadə olunur, hansılar ki avadanlığın sökülmə (demontaj) zamanında sökülən borulardan mayenin dağılmasına və hidravlik sisteminə havanın daxil olmasına imkan vermir.

Birləşdirici hidravlik boruları avadanlıqlardan ayıranda, ayırıcı muftaların daxilində olan bağlayıcı klapanlar avtomatik şəkildə boruların keçid sahələrini tam bağlayırlar.

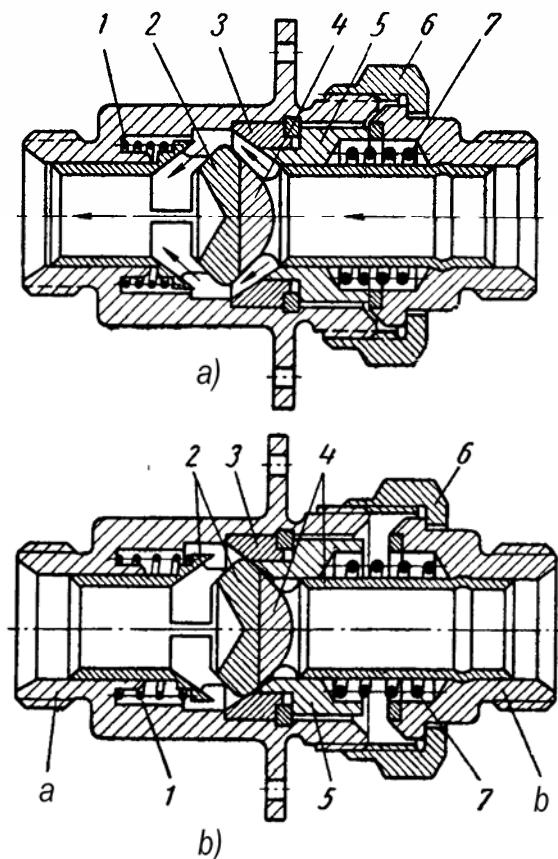
Kürəvi klapanlı sadə ayırıcı muftanın konstruktiv sxemi şəkil 2.5.27-də verilmişdir.



Şəkil 2.5.27. Sadə kürəvi ayırıcı muftanın konstruktiv sxemi:
a – bağlanmış vəziyyətdə; b – açılmış vəziyyətdə

Quraşdırılmış halda (şəkil 2.5.27, *a*) ayrılan boru kəmərinin ucları ilə birləşən ayırıcı muftanın hissələri *1* və *4* üstəlik qayka *3* ilə sıxılır. Bu vəziyyətdə kürələr *2* və *5* bir birinə söykənib yəhərlərdən ayrılırlar və maye axının keçməsinə şərait yaradırlar.

Sökülmə zamanı üstəlik qaykanı *3* açdıqda (şəkil 2.5.27, *b*) hissələr *1* və *4* bir birindən ayrılırlar, kürələr *2* və *5* yayların *6* və *7* təsirləri ilə öz yəhərlərinə sıxılıb boruların uclarını kəp qapayırlar.



Şəkil 2.5.28. Konuslu klapanlı ayırıcı muftanın konstruktiv sxemi:

a – bağlanmış vəziyyətdə; *b* – açılmış vəziyyətdə

Daha yüksək kipliyi yaradan ayırıcı muftanın bağlanmış vəziyyətdə digər konstruktiv sxemi şəkil 2.5.28, *a*-da göstərilmişdir.

Üstəlik qaykanın 6 bağlanmış halda (şəkil 2.5.28, *b*) işçi mayenin hərəkət istiqaməti əqrəblərlə verilmişdir. Sökülmə zamanı (üstəlik qayka 6 açıldıqda) muftanın sol hissəsinin (*a*) klapanı 2 yayla 1 yəhərə 3-ə sıxılaraq sol borunun ucunu kip bağlayır. Bununla eyni zamanda muftanın sağ hissəsinin *b* yayın 7 təsiri ilə yəhər 5 klapanı 4-də sıxılıb boru kəmərinin sağ hissəsinə bağlayır.

Quraşdırma zamanı (üstəlik qayka 6-nı bağlananda) klapanlar 2 və 4 dayağa birgə söykənib yayları 1 və 7-ni sıxaraq müvafiq yəhərlərdən 3 və 5-dən ayrılıb, maye axını üçün keçid yolu təşkil edirlər.

2.5.9. Qəza sistemini qəsdurucu klapanlar

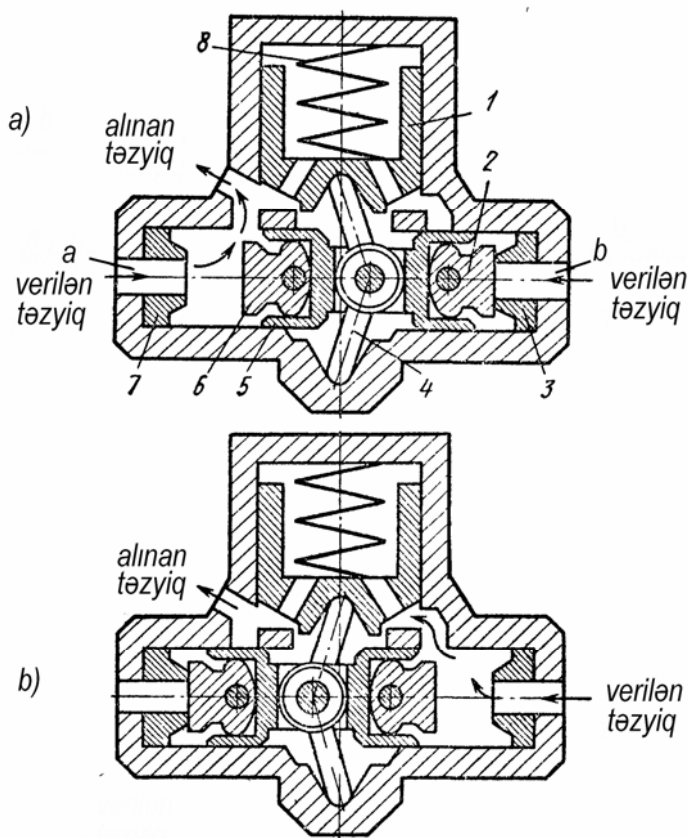
Bir çox hallarda hidravlik mühərriklərin əsas qidalanma sistemi sıradan çıxdıqda onun ikinci (qəza) qidalanma sistemi ilə təmin edilməsi tələb olunur.

Şəkil 2.5.29, *a* və 2.5.29, *b*-də dəyişdirici açar (məkik klapanın) sxemi göstərilmişdir. Dəyişdirici açar istehlakçını avtomatik olaraq əsas *a* və ya ikinci *b* hidravlik sistemi ilə birləşdirmək üçündür.

2.5.29, *a* şəklində əsas sistemin, 2.5.29, *b* şəklində isə ikinci sistemin işi göstərilir. Boru kəmərinin biri işə yaramadıqda və ya zədələndikdə məkik klapanın başına düşən təzyiq dəyişir və onu yerdəyişməyə məcbur edir ki, nəticədə qidalanmanı ikinci boru kəməri təmin edir. Məkikin (çelnokun) vəziyyətini müəyyən etmək və əsassız işləməsinin qarşısını almaq üçün fiksatorlardan tənzim cihazından istifadə edilir. Dəyişdirici açarın sxemində (şəkil 2.5.29) porşeni 5 müəyyən etmək üçün oymağın 4-dən istifadə edilir. Şarnirin üstündə yay 8 olan 1 porşeni yerləşir. 2 və 6 yastı yellənən bağlayıcıları aparan 5 porşenin bir vəziyyətdən digər,

2.5. Köməkçi klapanlar

əks vəziyyətə hərəkət etmək üçün 1 porşenini yuxarı qaldırmaq lazımdır. Buna işə yay maneçilik törədir. 5 porşeninə yaradılan təzyiq altında yay, oymaqla 4 bağlayıcısını 2 gövdənin 3 və 7 yuvasına sıxaraq, klapanın kipliyini təmin edir.



Şəkil 2.5.29. Qəza sistemini qoşdurucu klapanın konstruktiv sxemi:

a – hidravlik istehlakçının qidalanması sol mənbədənədir;
b – qidalanma sağ mənbədənədir

2.6. HİDRAVLİK DROSSELLƏR

2.6.1. Hidravlik drossellər haqqında ümumi məlumat

Hidravlik drossellər işçi mayenin axın xəttində yerləşdirilmiş, tənzimlənən və ya tənzimlənməyən yerli müqavimətlərdir. Drossellərdə baş verən təzyiq düşküsündən asılı olaraq, onlar, adətən, hidravlik xətdəki maye axınının tənzimlənməsi məqsədilə tətbiq olunur. Drossellər həcmi hidravlik intiqallarda tətbiq olunub, onların sabit yükləmə rejimində iş zamanı çıxış bəndinin sürətinin tənzimlənməsinə xidmət edir. Sərfin məhdudlaşdırılması və ya sabit saxlanması mayenin bir hissəsinin axıdıcı xəttə axıtma (boşaldıcı) və ya qoruyucu klapan vasitəsilə boşaldılması ilə olunur.

Hidravlik drossellər iş prinsipinə görə müxtəlif olub, iki yerə bölünürlər:

– *özlülük müqavimətli drossellər* – düzxətli drossellər. Bunlarda təzyiq düşküsü uzun drossel kanalında maye axınına göstərilən müqavimətlə təyin edilir;

– *qasırğalı müqavimətli drossellər* – adətən bunlar kvadratik drossellərdir. Burada təzyiq düşküsü maye axınının deformasiyası və az uzunluqlu kanalda qasırğalanmasına əsaslanaraq təyin edilir və buna görə bu tipli drossellərə çox vaxt *ətalət müqavimətli* drossellər deyilir.

Birinci növlü drossel kanalın sahəsinin kiçik, uzunluğunun çox olması ilə xarakterizə edilir. Nəticədə Reynolds ədədi Re çox olmur və təzyiq düşküsü *laminar* rejimdə sürtünmə nəticəsində baş verir. Odur ki, təzyiq düşküsünün Δp axının sürətindən asılılığı düz xətti olur. Belə drosselin sabitlik xarakteristikası yüksək olur. Belə drosseldə təzyiq düşküsü mayenin özlülüyündən asılı olduğu üçün onun hidravlik xarakteristikası $\Delta p = f(Q)$ temperaturdan asılı olur. Bu tip drossellər *düz xətti* adlanır.

İkinci növlü drossellərdə təzyiqin dəyişməsi maye axınının sürətinin kvadratından asılı olduğu üçün bunlar *kvadratik* adlanırlar. Onun xarakteristikası mayenin özlülüyündən asılı olmur.

Bağlayıcı tənzimləyici elementin (BTE) konstruksiyasından asılı olaraq drossellər iki növ olurlar:

- kran tipli (tıxaclı) drossellər;
- diafraqmalı drossellər;
- zolotnikli drossellər.

BTE-nin vasitəsilə hidravlik drossellərin işçi keçid sahəsinin xaricdən idarə olunmasına görə onlar iki növ olurlar:

- tənzimlənən və
- tənzimlənməyən drossellər.

Bütün hidravlik drossellər üçün BTE-dən keçən maye sərfi aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$Q = \mu \omega \sqrt{\frac{2\Delta p^k}{\rho}}, \quad (2.6.1)$$

və ya ümumi şəkildə:

$$Q = \mu \omega \Delta p^m \sqrt{\frac{2}{\rho}} = a \Delta p^m, \quad (2.6.2)$$

burada μ – drosselin sərf əmsalı, hansı ki drosselin konstruksiyasından, dəliyin formasından və ölçüsündən, Reynolds ədədindən asılıdır; ω – drosselin keçid sahəsi; $\Delta p = p_1 - p_2$ – BTE-də təzyiq düşküsi (p_1, p_2 – uyğun olaraq drosselə qədər və ondan sonrakı təzyiqdir); k, m – dərəcə sayı; a – temperaturdan, drosselin dəliyin formasından və onun açılma açılmasının asılı əmsal; ρ – mayenin xüsusi sıxlığıdır. Adətən $m = 0,5 \dots 1,0$ olur.

(2.6.2) tənliyi drosseldəki işçi mayenin təzyiq düşküsi Δp üçün yazılsa, alınır:

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{\mu \omega \sqrt{\frac{\rho}{2}}} \right)^{\frac{1}{m}} = A Q^{\frac{1}{m}} = A Q^n, \quad (2.6.3)$$

haradakı $n = 1, 0 \dots 2, 0$.

İşçi mayenin laminar rejimində ($Re < Re_{kr}$) $n = 1, 0$; turbulent rejimində ($Re > Re_{kr}$) $n = 2, 0$; keçid rejimində isə $1, 0 \leq n \leq 2, 0$ qiymətlər arasında dəyişir.

Tənzimlənən drossellərin turbulent rejimi üçün sərf asılılığı aşağıdakı kimi yazıla bilər:

$$Q = \mu \omega \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \mu f \omega_o \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.6.4)$$

burada ω_o – drosselin keçid kəsiyinin maksimal sahəsi; $f = \frac{\omega}{\omega_o}$

drosselin tənzimləyici parametri – işçi pəncərənin açılma dərəcəsi ($0 \leq f \leq 1$).

Əgər BTE – drosselləşdirici element qısa dəlikdirsə, sərf əmsalı μ girişdə maye şırnağının sıxılması ε -dan da asılıdır. Kiçik kvadrat, düzbucaqlı və çoxbucaqlı dəliklərdə, hansılarda ki mayenin axıma istiqamətində dəliyin uzunluğu onun diametrinə olan nisbətdən 0,5-dən kiçikdirsə, onda sürət əmsalı $\varphi = 0,97$; şırnağın sıxılma əmsalı $\varepsilon = 0,64$ və sərf əmsalı $\mu = \varphi \varepsilon = 0,62$ qəbul edilir.

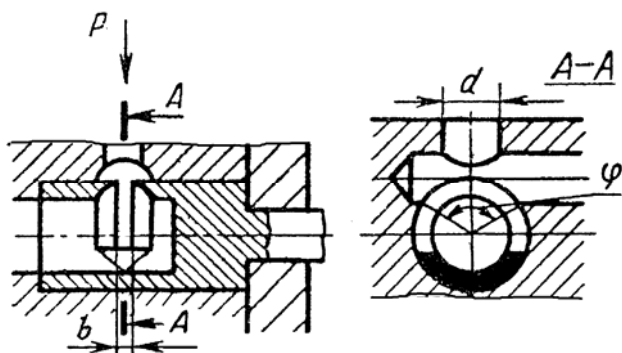
ε , φ və μ əmsallarının nəzəri cəhətdən müəyyən edilməsi məlum çətinliklər yaradır. Dairəvi dəliyin sərf əmsalı μ Reynolds ədədindən Re asılıdır və bu asılılıq Re -in kiçik qiymətlərində özünü qabarıq göstərir. Turbulent rejimdə Re həmin əmsallara təsiri, xüsusən $Re > 10^4$ qiymətlərində, yüksək olmur. Belə ki, Re

ədədi sərfdən, keçid sahəsinin diametrindən və mayenin kinematik özlülüyündən asılı olduğu üçün bu qiymət aşağı sərfdə kiçik qiymətə malik olur.

2.6.2. Kranlı hidravlik drossellər

Alçaq təzyiqli (5,0 MPa qədər) hidravlik sistemlərdə döngəli kran tipli drossellərdən (şəkil 2.6.1) istifadə edilir.

Bu növ drossellərdə müqavimət tıxacı döndərməklə əldə edilir. Keçid sahəsinin müxtəlif formalı olması (üçbucaq, dördbucaq, dairəvi, xüsusi formalı) geniş sərhəddə tənzimləmənin əldə edilməsini və istənilən xarakteristikanın alınmasını təmin edir. Xüsusi halda keçid sahəsi düzbucaqlı olduqda tıxacın dönmə bucağından asılı olaraq, sərfin dəyişməsinin, praktiki olaraq, düz xətlili olmasını təmin edir. 2.6.1-ci şəklə əsasən işçi pəncərə həlqəvi yarığın müştük içərisindəki dairəvi dəlikli, döngəli tıxacın kəsişməsindən alınır.



Şəkil 2.6.1. Kranlı drosselin sxemi.

Maye keçən sahə ω aşağıdakı kimi hesablanır:

$$\omega = \frac{\pi d}{360} \varphi b, \quad (2.6.5)$$

2.6. Hidravlik drossellər

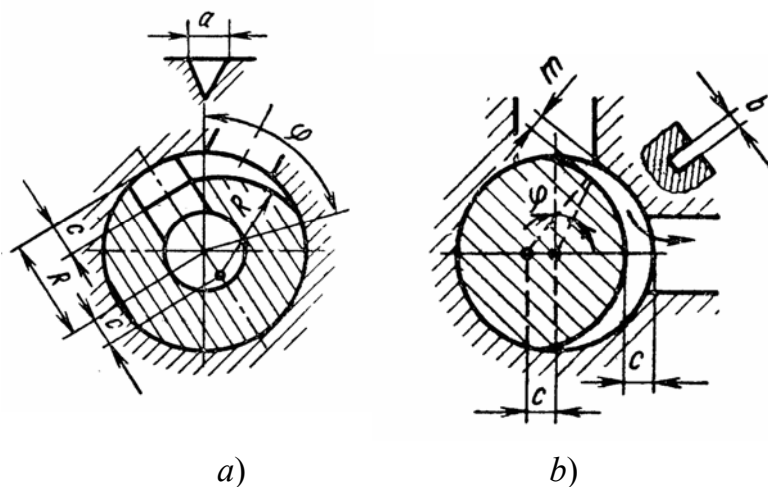
burada b – yarığın eni; φ – tıxacın dönmə bucağı, $\varphi = 0...180^\circ$ arasında dəyişir və pəncərənin kəsiyinin maksimum sahəsi $\varphi = 180^\circ$ qiymətində olub, aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$\omega_{max} = \frac{\pi db}{2}, \quad (2.6.6)$$

Müştük dairəvi dəlik ilə üçbucaq formalı ekssentrik yarığın kəsişməsindən alınan işçi pəncərənin sahəsi (şəkil 2.6.2, a):

$$\omega = ac \frac{\varphi}{90} \sin^2 \frac{\varphi}{2}. \quad (2.6.7)$$

Burada dönmə bucağı $\varphi = 0...90^\circ$ arasında dəyişir.



Şəkil 2.6.2. Üçbucaq (a) və dördbucaq (b) formalı ekssentrik yarıqlı işçi pəncərənin sxemləri

Pəncərənin kəsiyinin maksimum sahəsi $\varphi = 90^\circ$ qiymətində

olur və onda pəncərənin maksimum sahəsi f_{mex} aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$\omega_{mex} = 0,5ac \quad (2.6.8)$$

Həmin tipli drosseldə ekssentrik yarığın kəsişməsindən alınan işçi pəncərənin sahəsi dördbucaq şəklində olarsa (şəkil 2.6.2, *b*), onda pəncərə kəsiyinin cari sahəsi aşağıdakı kimi tapıla bilər:

$$\omega = bm = 2cb \sin^2 \frac{\varphi}{2}. \quad (2.6.9)$$

Tıxacın dönmə bucağı $0 \dots 90^\circ$ arasında olur. Pəncərənin kəsiyinin maksimum sahəsi $\varphi = 90^\circ$ qiymətində baş verir və aşağıdakı düsturla tapılır:

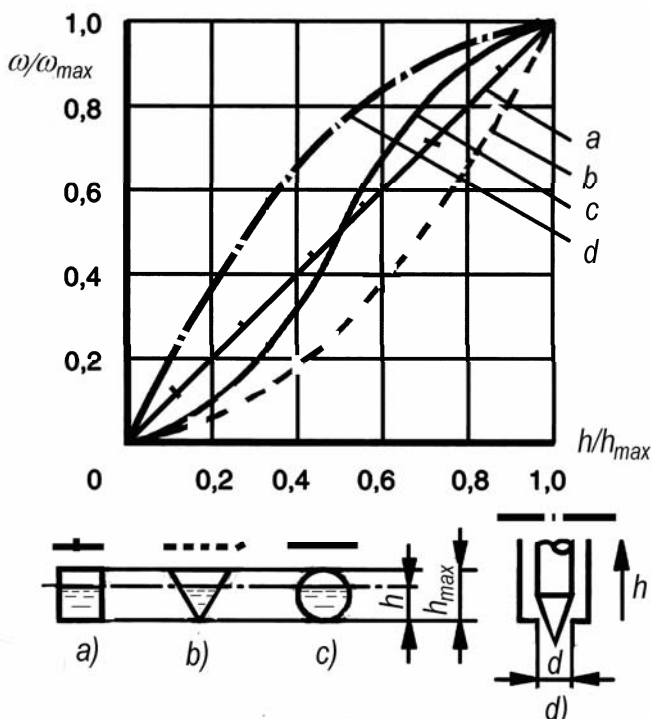
$$\omega = bc. \quad (2.6.10)$$

Şəkil 2.6.3-də kəsişmə sahəsinin nisbi qiymətinin (ω/ω_{max}) drosseldəki yarığın kəsişməsi sahəsinin formasından və onun açılma dərəcəsindən (h/h_{max}) asılılıqları göstərilmişdir. Buradan görünür ki, $(\omega/\omega_{max}) = F(h/h_{max})$ yalnız düzbucaq formalı yarıqlar üçün düzxətli funksiyadır.

Bu drosselin çatışmayan cəhəti maye sərfinin temperaturdan asılılığı və keçid kanalının en kəsiyi az olduğundan onun tez-tez çirklənməsidir.

Qeyd etmək lazımdır ki, keçid sahənin formasını seçməklə tənzimləmə hədlərinin artırmaq və istənilən xarakteristikanı almaq mümkündür.

Döngəli kran tipli drossellərin mənfi cəhətləri ondan ibarətdir ki, onların xarakteristikaları $\Delta p = f(Q)$ müəyyən dərəcədə işçi mayenin temperaturundan asılıdırlar və kiçik keçid sahələr olduqda kiçik sərlərdə və yüksək təzyiqlərdə onların tutulması baş verir.

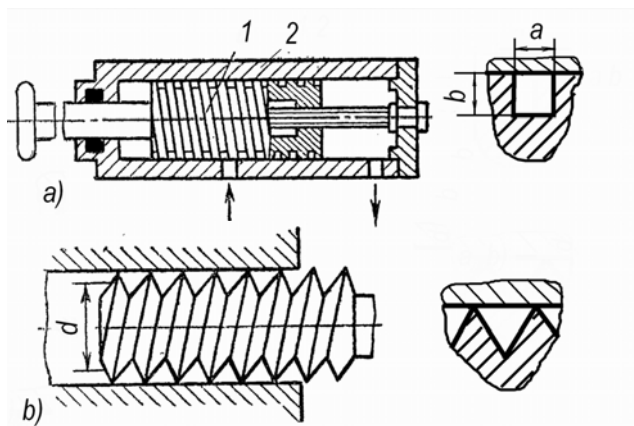


Şəkil 2.6.3. Drossellərin işçi sahəsinin nisbi qiymətinin yarığın formasından və onun açılma dərəcəsindən asılılıqları

2.6.3. Düzxətli drossellər

Özlü müqavimətli drossellərdə basqı itkisi drosselin kanalının uzunluğuna düz mütənasibdir və onlar xətti drossellər adlanır.

Kanal çirklənməmək üçün müqavimətlə tənzimlənən drosseldən istifadə edilir, hansındakı kanalın uzunluğunu dəyişməklə müqavimət dəyişir. Şəkil 2.6.4-də göstərilən drossellərdə müqavimət bir girişli vintinin, qanovcuğun (kanalın) uzunluğunu dəyişməklə (vinti burmaqla) və ya burub açmaqla olur. Bu drosselin müqaviməti mayenin özlülüyündən asılı olduğu üçün ondan ancaq sabit temperaturda istifadə edilir.



Şəkil 2.6.4. Düzxətli drosselin sxemləri:
a – düzbucaqlı; *b* – üçbucaqlı kanallı drossel

Yivin kəsiyinin formasından asılı olaraq drossel qanovcuğuna düzbucaqlı, üçbucaqlı boru kimi baxmaq olar. Odur ki, hesablamada düzbucaqlı kəsik üçün *a* və *b* tərəfləri olan düzbucaqlı kəsikli qanovcuq üçün Puazeyl qanuna görə (şəkil 2.6.4, a):

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{4r} \frac{v^2}{2} \rho, \quad (2.6.11)$$

burada – hidravlik sürtünmə müqavimət əmsalı, $\lambda = f(Re)$; *L* – yiv qanovcuğunun uzunluğu, $L = \pi d k$; *d* – yivin orta diametrli; *k* – işçi burumların sayı; *r* – qanovcuq kanalın hidravlik radius, $r = \frac{ab}{2(a+b)}$; *ab* – kanalın en kəsiyi; $2(a+b)$ – kanalın perimetri; *v* – mayenin sürəti; ρ – mayenin sıxlığıdır.

Reynolds ədədinin qiyməti bərabərdir:

$$Re = \frac{4rv}{\nu}. \quad (2.6.12)$$

2.6. Hidravlik drossellər

Hidravlik sürtünmə əmsalı λ laminar rejimdə aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$\lambda = \frac{A}{Re}, \quad (2.6.13)$$

harada A – sabit əmsaldır, $A = 64...72$.

Axırıncı düsturu nəzərə alıb, tapırıq ki:

$$\Delta p = K_x Q, \quad (2.6.14)$$

yəni Δp və Q arasındakı asılılıq düzxətlidir.

Düzxətli hidravlik drossellərin əsas nöqsanı onların xarakteristikalarının qeyri-stabilliyidir – onların xarakteristika xətlərinin mailliklərinin işçi mayenin temperaturundan asılılığıdır. Bu səbəbdən bu tipli hidravlik drossellər hidravlik avtomatika sistemlərdə nadir hallarda tətbiq olunur.

2.6.4. Obliterasiya hadisəsi

Hidravlik drossellərin kiçik sərtlərdə dayanıqlı və müntəzəm işləməsi onların mühüm xarakteristikasıdır. Lakin drosselin dayanıqlı iş rejimi onun keçid kəsiyi sahəsinin ω azaldılması müəyyən bir qiymətinə qədər ola bilər. ω -ın bu qiymətdən kiçik olduqda drosseldən keçən sərf qeyri-stabil olur. Bu isə keçid dəliyinin tutulmasından – obliterasiya hadisəsinin baş verməsindən xəbər verir.

Obliterasiya hadisəsinin fiziki mahiyyəti – işçi mayenin daxilində olan xırda bərk hissəciklərin dar hidravlik kanalların daxili səthlərindəki nahamarlıqlarda (kələ-kötürlüklərdə) çökməsidir. Bunun hesabına drosseldən keçən sahəsi tədricən daralır və axırda dəlik tutularaq drosseldən keçən maye sərfinin tamamilə dayanmasına səbəb olur. İşçi pəncərənin yenidən

genişləndirilməsi hesabına bu çatışmazlığı aradan qaldırmaq olur və keçən maye sərfi bərpa olunur.

İşçi pəncərənin obliterasiyasına səbəb təkcə işçi mayenin kifayət qədər təmizlənməməsi deyil, həm də keçid dəliyində işçi mayedən molekulların adsorbsiya görə də baş verə bilər. Adsorbsiya olmuş (səthə “yapışmış”) molekular çox-təbəqəli lay yaradırlar ki, onun da ümumi qalınlığı 10 mkm-ə çatır. Bu əmələ gələn lay sabit olaraq nəzərəcarpacaq dərəcədə normal və toxunan gərginliklərə müqavimət göstərməyə qadirdir (yəni, bu əmələ gələn lay maye axını ilə dağılmır). Son nəticədə tədricən drosselin işçi pəncərənin canlı en kəsiyinin ölçüsü azalır, drosselin ω -ın kiçik ölçülərində isə onun tam tutulmasına səbəb olur. Bunun nəticəsində drosseldən keçən mayenin sərfi də sıfıra qədər azalacaq. Drosselin BTE-in yerindən tərpədilməsi nəticəsində əmələ gələn adsorbsiya molekul layı dağılır, ilkin maye sərf isə bərpa olunur. Ona görə də məsuliyyətli hidravlik sistemlərdə kiçik maye sərfələrini təmin etmək üçün xüsusi konstruksiyalara malik drossellər tətbiq edilir. Belə drossellərdə işçi orqana – BTE-nə (iynəyə, tıxaca, diafraqmaya və s.) fasiləsiz olaraq fırlanma və ya titrəmə (rəqs) hərəkəti verilir.

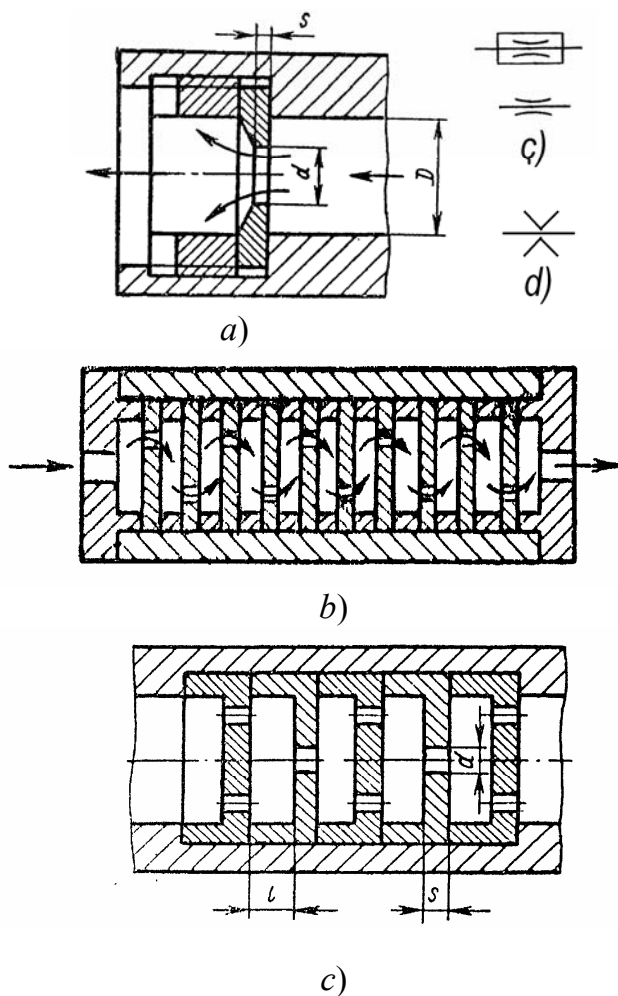
Bu cür hərəkətin hesabına keçid pəncərəsində molekulların adsorbsiya prosesi baş vermir ki, bu da keçidin tutulmasının qarşısını alır.

2.6.5. Kvadratik drossellər

Hidravlik sistemin temperaturun geniş dəyişdiyi şəraitdə işləyən drossellərdən tələb olunur ki, iş zamanı keçid kəsiyinin forması ondan keçən mayenin sərf əmsalının dəyişməsinə imkan verməsin, yəni işçi mayenin özlülüyün dəyişməsi onun sərf əmsalına az təsir etməli olsun. Bundan əlavə, eyni sahəli drossel kanalının keçid kəsiyinin perimetri kiçildikdə kanalın tutulması müəyyən qədər azalır. Buna görə də drossel kanalının perimetrinin

2.6. Hidravlik drossellər

onun en kəsik sahəsinə nisbəti az, maye keçən kanalın uzunluğunun qısa olması məsləhətdir. Bu şərtlərə iti kənarlı, dairəvi dəlikli, nazik həlqə şəkilli (diafraqmalı) kvadratik (qeyri düztəsirli) drossellər uyğun gəlir (şəkil 2.6.5, *a*).



Şəkil 2.6.5. Bir həlqəli (*a*) və çox həlqəli (*b* və *c*) kvadratik drosselin növlərinin sxemləri və onların qrafiki işarələri (*ç*) və (*d*)

Diafraqmalı hidravlik drossellər. Burada enerji itkisi axının əvvəl birdən sıxılması, sonra genişlənməsi (bu zaman qasırğa yaranır) nəticəsində olur. Belə drossellərdə müqavimət mayenin özlüyündən az asılıdır.

Hidravlik sistemlərdə yüksək müqavimət yaradılması lazım olduqda bu tələbatı bir drossellə ödəmək (onun dəliyi çox kiçik olduğundan çirklənmə ola bilər) mümkün olmadığından çox pilləli (çox həlqəli) drosseldən istifadə edilir. Burada drossellər ardıcıl yerləşirlər (şəkil 2.6.5, *b* və *c*). Drosselin ümumi hidravlik müqaviməti həlqələrin sayının dəyişdirilməsi ilə təmin olunur. Bir drossel həlqəsində bir neçə dəlik ola bilər (şəkil 2.6.5, *c*).

Təcrübə göstərir ki, belə drosselin həlqələr arasındakı məsafə *l* onun sərf xarakteristikasına təsir edir (şəkil 2.6.5, *c*). Odur ki, $l < (3...5)d$ kiçik və həlqənin qalınlığı *S* – $(0,4...0,5)d$ -dən çox olmamalıdır. Burada *d* – həlqənin dəliyinin diametri 0,3 mm-dən az olmamalıdır. Əks halda onlar çirklənməyə malikdirlər. Drossel şaybaları yığıldıqda həlqələrin dəlikləri bir-birinin qarşısına düşməmək üçün onlar qarışıq yerləşdirilir.

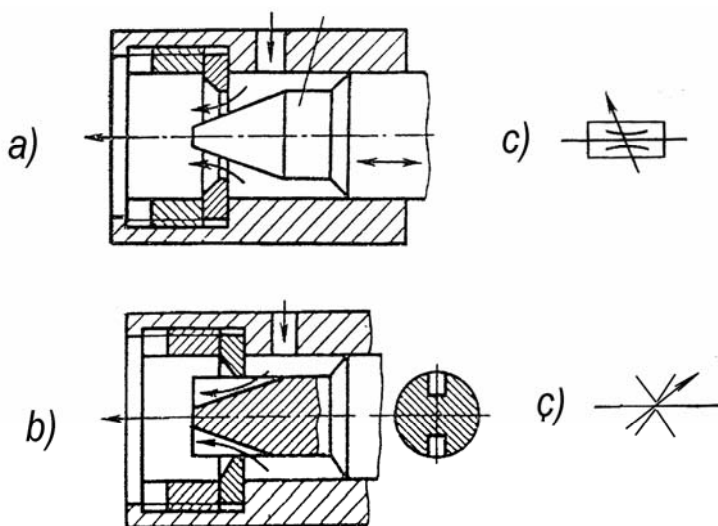
Klapanlı (iynəvartı) hidravlik drossellər. Təcrübədə bir həlqəli tənzimlənən drossellərdən də geniş istifadə olunur. Burada tənzimlənmə drossel iynəsi ilə olur ki (şəkil 2.6.6, *a*), bunun vasitəsilə də drossel dəliyinin sahəsi dəyişir.

Diafraqma drosselinin tənzimlənmə həssaslığını qaldırmaq üçün keçid sahəsi çox vaxt bucaqlı və dördbucaqlı qanovcuqlarla iynəsi olmaqla hazırlanır (şəkil 2.6.6, *b*).

Təzyiq itkisinin hesablanması nazik divardan keçən maye axının sərfinin tənliyi ilə hesablanır.

Bir həlqəli tənzimləməyən drosseldən (şəkil 2.6.5, *a*) keçən maye sərfini aşağıdakı tənlikdə tapmaq olar:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \xi \frac{v^2 \rho}{2} \quad (2.6.15)$$



Şəkil 2.6.6. İynəvarı BTE ilə tənzimlənən kvadratik drosselin növlərinin sxemləri:

- a* – tənzimlənən konuslu iynəvarı BTE ilə;
b – tənzimlənən qanovcuqlu (şlisli) iynəvarı BTE ilə;
 onların ümumi (*c*) və kvadratik növü (*ç*) qrafiki işarələri

Bu drosseldə maye axınının basqı itkisi

$$\Delta H = \frac{\Delta p}{\rho g} = \xi \frac{v^2}{2g} \quad (2.6.16)$$

düsturu ilə hesablamaq olar. Burada ξ – bir həlqənin yerli müqavimət əmsalıdır, $\xi = 2,0 \dots 2,2$ olur.

(2.6.16) düsturundan görünür ki kvadratik drossellərin xarakteristikası işçi mayenin turbulent rejimində aşağıdakı kimidir:

$$\Delta p = K_k Q^2. \quad (2.6.17)$$

2.6. Hidravlik drossellər

yəni Δp və Q arasındakı asılılıq kvadratikdir

Çox həlqəli drossel paketin ümumi təzyiq düşküsi hesablandıqda (şəkil 2.6.5, *b*)

$$\Delta p_p = \Delta p \cdot n \quad \text{və ya} \quad \Delta p = \frac{\Delta p_p}{n}, \quad (2.6.18)$$

qəbul olunur, burada n – həlqələrin sayıdır. Bu halda drossel hər həlqəsindən keçən sərf sabitdir və onun qiyməti

$$Q = \mu \omega \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} = \mu_g \omega \sqrt{2 \frac{\Delta p_p}{\rho}}, \quad (2.6.19)$$

burada μ – bir həlqədəki sərf əmsalı; $\omega = \frac{\pi d^2}{4}$ – həlqənin dəliyiinin sahəsi; μ_g – çox həlqəli drosselin gətirilmiş sərf əmsalıdır. Onun qiyməti bərabərdir:

$$\mu_g = \frac{\mu}{\sqrt{n}}, \quad (2.6.20)$$

Onda

$$\mu d^2 \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} = \mu_n d_n^2 \sqrt{2 \frac{\Delta p_n}{\rho}}, \quad (2.6.21)$$

burada d – bir həlqənin diametri; d_g – çox həlqəli drosselin dəliyiinin gətirilmiş diametrləridir.

Gətirilmiş qiymətlərə görə yazmaq olar ki:

$$\mu d^2 = \frac{\mu}{\sqrt{n}} d_g^2, \quad (2.6.22)$$

və

$$d_g = d \sqrt[4]{n}. \quad (2.6.23)$$

2.6. Hidravlik drossellər

Dəqiq hesablamalarda maye axınına olan mühitin əks təzyiqi nəzərə alınmalıdır. Əks təzyiq nəzərə alındıqda turbulent rejimdə maye axınının sərfi yuxarıda hesablanan sərfin qiymətindən fərqli ola bilər. Təcrübə göstərir ki, qərarlaşmış turbulent rejimdə ($Re > 2 \cdot 10^3$) həmin çevrilmiş sərf əmsalı μ_g' hesablanan qiymətdən μ_g -dən çox olur.

μ_g' əmsalını əks təzyiq nəzərə alınmadıqda aşağıdakı kimi hesablamaq olar

$$\mu_n' = k\mu_n = \frac{k\mu}{\sqrt{n}}, \quad (2.6.24)$$

burada k – düzəliş əmsaldır ($Re > 2 \cdot 10^3$ olduqda $k = 1,25$).

Tək həlqəli drosseldə:

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (2.6.25)$$

Çox həlqəli drosseldə:

$$Re' = \frac{d}{d_g} Re. \quad (2.6.26)$$

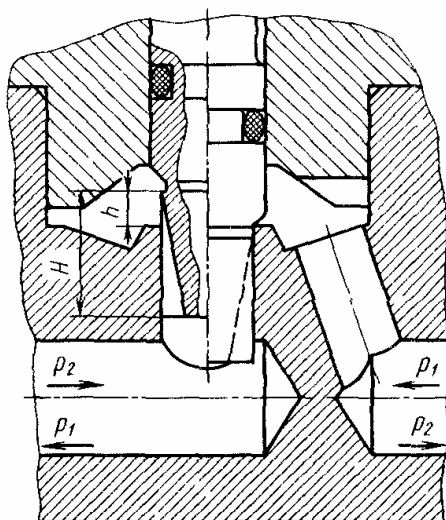
(2.6.23) tənliyini nəzərə aldıqda:

$$Re' = \frac{Re}{\sqrt[4]{n}}. \quad (2.6.27)$$

Çox həlqəli drosselin hesablanması eyni şəraitdə l -dən də asılıdır (l – həlqələr arasındakı məsafədir). l -in orta optimal qiyməti $l \geq 3d$ -ən artıq qəbul olunur.

Şəkil 2.6.7-da şlisli kvadratik drossellərin axın hissəsinin konstruktiv sxemi göstərilmişdir. İynəvarı şlisli BTE-nin maksimal qalxma hündürlüyü H -dır, BTE-in açılma dərəcəsi h/H 0...1,0 intervalda dəyişə bilər. Həmin drosselin təcrübə xarakteristikası

şəkil 2.6.8-də verilmişdir. Drosselin xarakteristikası koordinat başlanğıcından (az sərfdə) xətti $\Delta p = k_x Q$ və sonra isə kvadratik qanunla $\Delta p = k_k Q^2$ dəyişir (k_x və k_k – təcrübi tapılmış proporsionallıq əmsallarıdır). Bu şəkillərdə h və H – uyğun olaraq tənzimləyici klapanın həqiqi və maksimum qalxa bilmə hündürlüyüdür.



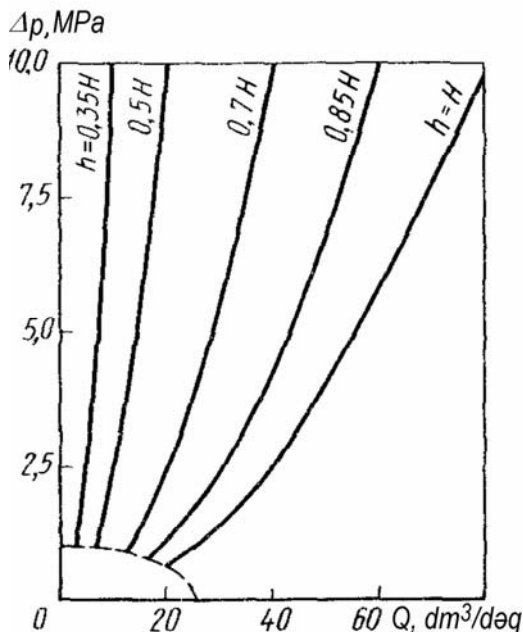
Şəkil 2.6.7. Tənzimlənən şlisli iynəvarı drosselin axın hissəsinin konstruktiv sxemi(a)

Çox vaxt tənzimləyici hidravlik drossel əks klapanla birgə istifadə olunur və bu hallarda drossel və əks klapanı bir gövdədə yerləşdirirlər. Bu tipli hidravlik drosselin qrafiki işarəsi şəkil 2.6.9-da göstərilmişdir.

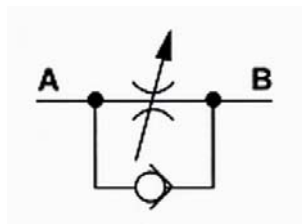
Əks klapanlı hidravlik drosseldə işçi maye $A \rightarrow B$ istiqamətində müəyyənləşdirilmiş hidravliki müqaviməti əks edərək keçir, əks istiqamətində isə ($B \rightarrow A$) maye axını müqavimətsiz (sərbəst) hərəkət edə bilər.

2.6. Hidravlik drossellər

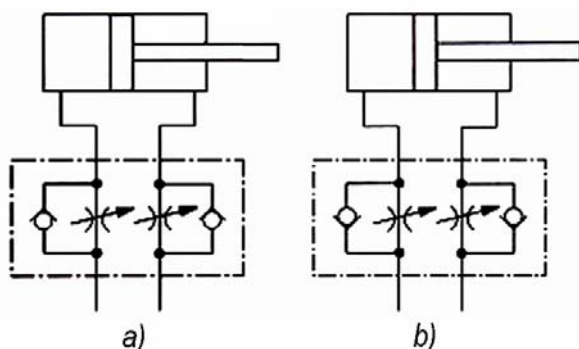
Əks klapanlı drossellər hidravlik güc silindrlərin işini tənzimləmək məqsədilə onların girişində və çıxışında qoşula bilər (şəkil 2.6.10).



Şəkil 2.6.8. Tənzimlənən iynəvarı drosselin xarakteristikasının açılma dərəcəsindən asılılığı



Şəkil 2.6.9. Əks klapanlı hidravlik drosselin sxemlərdə qrafiki işarəsi



Şəkil 2.6.10. Əks klapanlı drossellər hidravlik güc silindrlərin hidravlik sxeminə qoşulmasının nümunələri:

a – idarəetmə (işçi mayenin drosseləşdirilməsi) silindrinin girişində;
b – idarəetmə silindrinin çıxışında yerinə yetirilir.

2.6.6. Zolotnikli hidravlik drossellər

Zolotnik növlü drossellərdə dəyişən işçi keçid kəsiyi gövdə ilə zolotnikin tinləri (haşiyələri) arasında yaranır. Zolotnikin sola və ya sağa yerdəyişməsi zamanı işçi kəsiyin sahəsi uyğun olaraq kiçilir və ya artır.

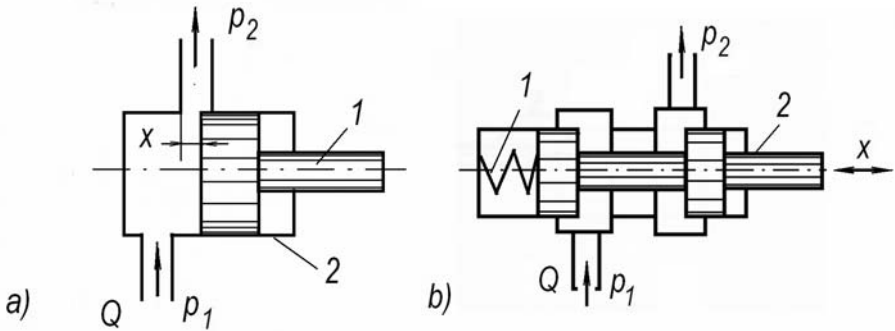
Qeyd olunduğu kimi, zolotnik növlü drossellər iş prinsipinə görə özlü və ətalət müqavimətli drossellərə bölünürlər. Tənzimlənən düzxətli və iynəvarı diafraqmalı növlü drossellər zolotnikli drossellərə aiddirlər.

Zolotnikli hidravlik drosselin BTE-i *1* (zolotnik) drosselin gövdəsində *2* (şəkil 2.6.11, *a*) ox boyu istiqamətində irəli-geri hərəkət edərək, bununla *x*-in qiymətini dəyişərək drosselin keçid sahəsini dəyişdirmiş olur. Bir haşiyəli drosselin (şəkil 2.6.11, *a*) əhəmiyyətli dərəcədə nöqsanı idarəedən qüvvənin işçi mayenin giriş təzyiqindən asılı olmasıdır.

Bu nöqsanı aradan qaldırmaq üçün iki haşiyəli zolotnikli hidravlik drossellərdən istifadə olunur (şəkil 2.6.11, *b*). Bunların

2.6. Hidravlik drossellər

BTE-ində – zolotnikdə, iki qurşaq yerləşdirilib və bununla daxil olan maye axını ilə qarşı-qarşıda yerləşən qurşaqların yan həlqələrinə təsir edən qüvvələr əks olunurlar (müvazinətləşirlər). Bu halda idarəedici qüvvə yalnız yayla və zolotnik və gövdə arasındakı sürtünmə müqaviməti ilə yarıdılan qüvvələri əks etməlidir. Drosselin yan boşluqları adətən axıtma xətlə birləşdirilmiş olurlar.



Şəkil 2.6.11. Zolotnikli hidravlik drossellərin konstruktiv sxemləri:

a – bir haşiyəli; *b* – iki haşiyəli.

2.6.7. Г77-1 tipli hidravlik drossel

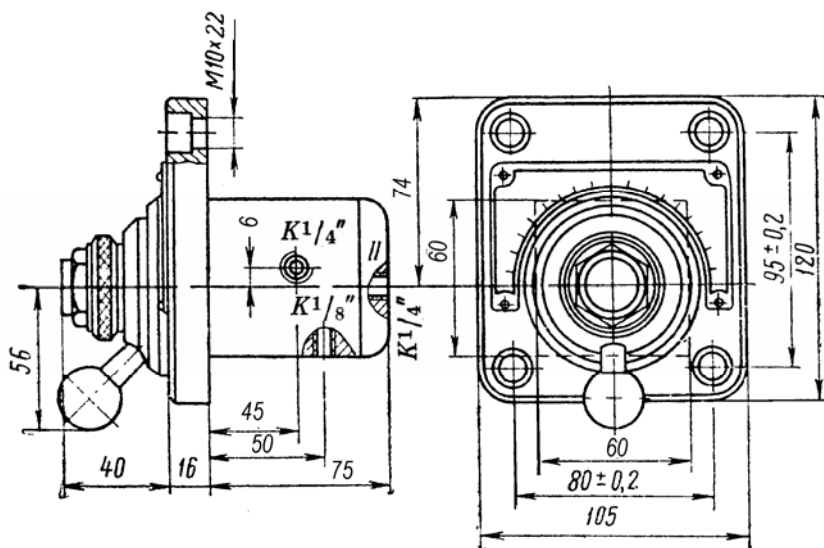
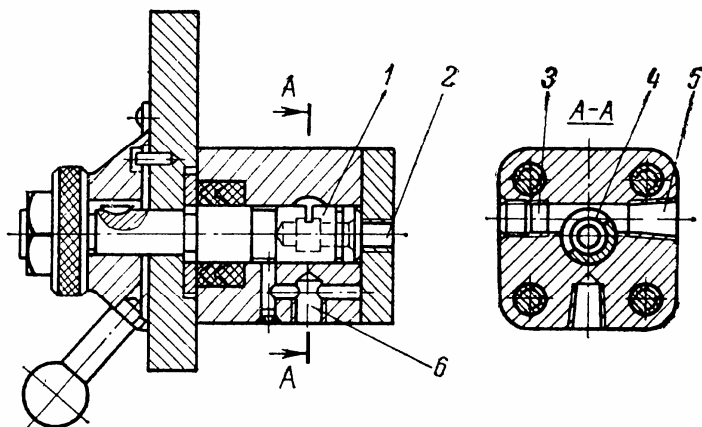
Г77-1 tipli hidravlik drossel (şəkil 2.6.12) keçid sahəsinin azaltmaqla və ya artırmaqla keçən maye mineral yağ axına göstərilən hidravlik müqaviməti dəyişib onun sərfin tənzimləyir.

İşçi maye dəliklərin birindən – 3 və ya 5 (Г77-11 tipli drossel üçün) daxil olaraq və drosselin 1 keçid pəncərə 4-dən keçib hidravlik müqaviməti əks edərək dəlik 2-dən axıtma xəttinə ötürülür. Daxili sızmalar dəlik 6-dan cənə axıdılır.

Drosselin 1 qabaq qapağında yerləşdirilən dərəcələnməmiş şkala vasitəsilə (şəkil 2.6.12) drosselin bucaq vəziyyətindən asılı olaraq

2.6. Hidravlik drossellər

keçid sahə müəyyənləşdirilir və bununla keçən maye axınının sərfi tənzimlənir.



2.6. Hidravlik drossellər

Şəkil 2.6.13-də $\Gamma 77-11$ hidravlik drosselin konstruksiyasının əsas və birləşdirici ölçüləri verilmişdir.

$\Gamma 77-1$ tipli hidravlik drossellərinin əsas texniki xarakteristikaları cədvəl 2.6.2-də verilmişdir.

Cədvəl 2.6.2

$\Gamma 77-1$ tipli hidravlik drossellərin texniki xarakteristikaları

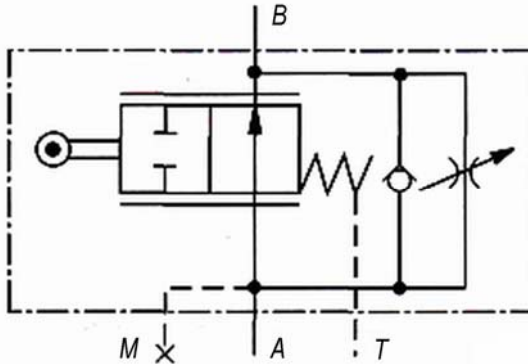
Parametrlər	Drosselin növü	
	$\Gamma 77-11$	$\Gamma 77-14$
Sərf:		
– nominal, dm^3/san	0,133	1,17
– minimal, dm^3/san	0,001	0,017
Təzyiq düşküsu, MPa	0,20...0.25	0.30...0,35
Nominal təzyiq, MPa	5,0	
Kütləsi, kq	3,5	6,5

2.6.8. Hidravlik yol drosselləri

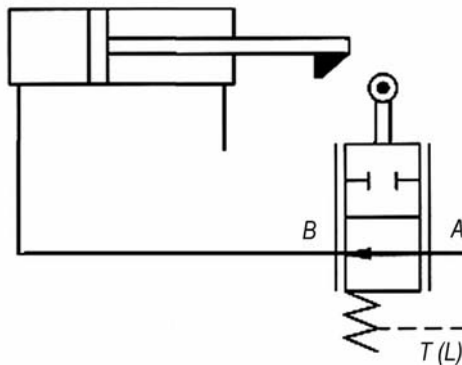
Maşınqayırma dəzgahlarında hidravlik güc silindrlərinin sürətinin tənzimlənməsi hidravlik yol (tormozlayıcı, əyləc) drossellər vasitəsilə yerinə yetirilir (şəkil 2.6.14). İş zamanı hidravlik silindrini hərəkət edən hissəsi yol drosselinin diyircəkli linginə təsir edərək əsas drossel yayı sıxaraq gövdəyə daxil olur, və nəticədə sürət tədricən azalır (şəkil 2.6.15). Drosselin keçid dəliyi tam bağlanarsa silindrin hərəkəti tam qayanır (köməkçi drossel bağlı olarsa). Silindrin ştokunun lazımi hərəkət qanunu drossel diyircəyin profili ilə əldə edilir.

2.6. Hidravlik drossellər

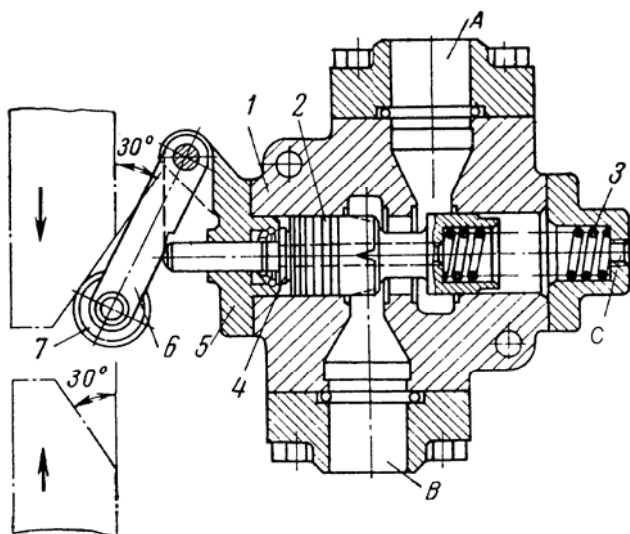
Dayandıqdan sonra əks hərəkəti yerinə yetirmək üçün paralel birləşdirilmiş əks klapən nəzərdə tutulmuşdur, hansı ki $B \rightarrow A$ istiqamətində işçi maye sərbəst keçə bilər. Köməkçi drossel kiçik sürətləri təmin etmək məqsədini daşıyır.



Şəkil 2.6.14. Əks klapənli və köməkçi drosselli yol (tormozlayıcı) drossellin qrafiki işarəsi



Şəkil 2.6.15. Yol (tormozlayıcı) drosselin hidravlik güc silindrin hidravlik sxeminə qoşulması:



Şəkil 2.6.16. DO tipli hidravlik yol drosselin konstruksiyasının sxemi

Nümunə kimi hidravlik yol (tormozlayıcı) DO tipli drosselin konstruksiyasının sxemi şəkil 2.6.16-da verilmişdir. Drosselin hidravlik müqaviməti zolotnikin 2 gövdənin 1 ovuğunda hərəkəti nəticəsində baş verir. Drosselin ilkin vəziyyətində itələyici 4 yayın təsiri ilə qapağa 5 söykənib diyircəkli 7 lingi 6 birgə kənar sol vəziyyətə sıxışdırır. Bu zaman işçi maye $A \rightarrow B$ istiqamətində sərbəst hərəkət edir. Sıxışdırıcı tərtibatının “yumruğu” diyircəyə 7 təsir etdikdə ling 6 dönrək yayı 3 sıxır və zolotniki sağ tərəfə hərəkətə gətirir. $A \rightarrow B$ istiqamətində işçi maye axınına göstərilən hidravlik müqavimət artır. Sıxışdırıcı tərtibatının “yumruğu” kənarlaşanda yayın qüvvəsi ilə zolotnik 2 ilkin vəziyyətə qaydır.

DO tipli hidravlik drossellərinin əsas texniki xarakteristikaları cədvəl 2.6.3-də verilmişdir.

ДО tipli hidravlik yol drossellərin
texniki xarakteristikaları (iki növ üçün)

Parametrlər	Yol (tormozlayıcı) drosselin növü	
	ДО 16/20	ДО 50/20
Sərf: nominal, dm^3/san	0,66	6,66
Təzyiq düşküsi, MPa	0,20	0.40
Sızmalar, sm^3/san	4	8
Diyircəkdə idarəetmə qüvvə, N (çox olmamaqla)	343	980
Nominal təzyiq, MPa	20,0	
Kütləsi, kq	3,8	22,3

2.7. HİDRAVLİK PAYLAYICILAR

2.7.1. Hidravlik paylayıcıların təsnifatı və onların qrafiki təsvirləri

Hidravlik paylayıcılar xarici təsirdən asılı olaraq, hidravlik xətlərdə işçi maye axınının sərfini və onun istiqamətini dəyişdirən və ya tənzimləyən hidravlik aparatdır. Bunların vasitəsilə işçi mayeni lazım olan icraçı mexanizmə yönəltməklə həmin hidravlik mexanizmin reversi (əks istiqamətə hərəkəti) təşkil edilir.

Hidravlik paylayıcılar aşağıdakı amillərdən asılı olaraq təsnif olunur:

1. Bağlayıcı tənzimləyici element konstruksiyasına görə:
 - zolotnikli;
 - klapanlı;
 - kranlı,
2. Xarici hidravlik xətlərin sayına görə:
 - iki xətli;
 - üç xətli;
 - dörd xətli və s.
3. Fiksə olunan vəziyyətlərin sayına görə :
 - iki vəziyyətli;
 - üç vəziyyətli və s.
4. İdarəetmənin növünə görə:
 - əl ilə;
 - mexaniki;
 - hidravlik;
 - pnevmatik;
 - elektromaqnitlə;
 - kombinə edilmiş.
5. İşçi keçid kəsiyinin açılma üsuluna görə:
 - istiqamətləndirici;
 - drosselləşdirici.

2.7. Hidravlik paylayıcılar

Hidravlik paylayıcılar haqqında olan kifayət qədər geniş məlumat paylayıcının qrafiki təsvirində təqdim olunur.

Şəkil 2.7.1-də hidravlik paylayıcıların bir neçəsinin aşağıdakı qrafiki təsvirləri verilmişdir:

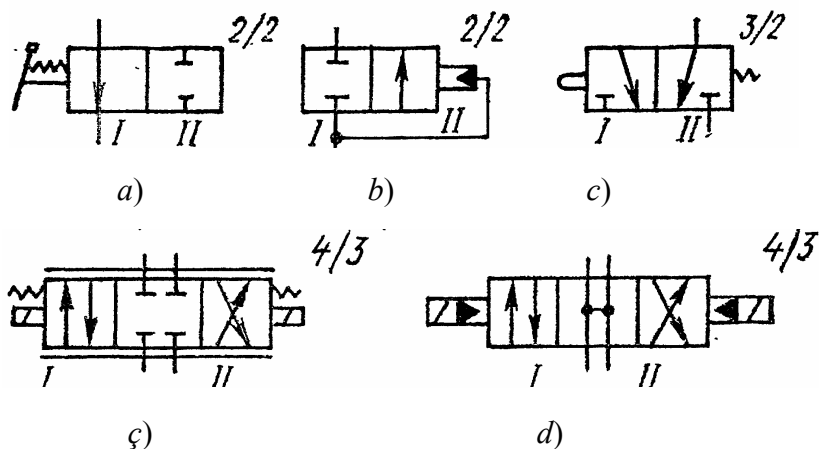
a – istiqamətləndirici əl ilə idarə olunan iki xətlə iki vəziyyətli (2/2) tipli;

b – istiqamətləndirici hidravlik idarə olunan iki xətlə iki vəziyyətli (2/2) tipli;

c – istiqamətləndirici yumrucuqla idarə olunan və yay ilə başlanğıc vəziyyətə qayıdan üç xətlə iki vəziyyətli (3/2) tipli;

ç – drosselləşdirici yay vasitəsilə orta vəziyyətə qayıdan iki elektromaqnitlə idarə olunan dörd xətlə üç vəziyyətli (4/3) tipli;

d – istiqamətləndirici elektrohidravlik idarə olunan dörd xətlə üç vəziyyətli (4/3) tipli.



Şəkil 2.7.1. Hidravlik paylayıcılarının qrafiki təsviri.

İstiqamətləndirici paylayıcılar məsafədən idarəolunan siqnalından asılı olaraq, hidravlik mühərrikin işə salınması və dayandırılması, istiqamətin dəyişdirilməsi üçün tətbiq olunur və onların işçi keçid kəsiyi ya tam açıq, ya da tam bağlı vəziyyətdə

2.7. Hidravlik paylayıcılar

olur (şəkil 2.7.1, *a, b, c* və *d*).

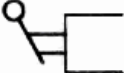
İstiqamətləndirici paylayıcılardan fərqli olaraq, drosselləşdirici paylayıcılar nəinki işçi maye axınının istiqamətini dəyişdirir, və həmçinin xarici təsir altında işçi keçid kəsiyini dəyişməklə işçi mayenin təzyiqini və sərfini minimumdan maksimum qiymətə qədər dəyişir (şəkil 2.7.1, *ç*).

Zolotnikli hidravlik paylayıcıların zolotnikləri (BTE) silindrik və ya yastı formada ola bilər. Yastı zolotnikli hidravlik paylayıcıların hazırlanması sadə olub, yüksək etibarlılığa malikdir. Zolotnik tipli paylayıcılarda mayenin paylanması paylayıcı (silindrik və ya yastı) elementin ox istiqamətində hərəkəti vasitəsi ilə əldə edilir. Klapan tipli paylayıcılarda isə işçi pəncərənin ardıcıl olaraq açılıb qapanması ilə yerinə yetirilir.

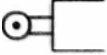
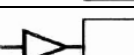
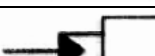
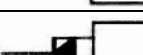
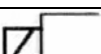
Cədvəl 2.7.1-də əsas paylayıcıların idarəetmə növlərinin qrafiki işarələri göstərilmişdir

Cədvəl 2.7.1

Hidravlik paylayıcıların idarəetmənin
əsas növlərinin qrafiki işarələri

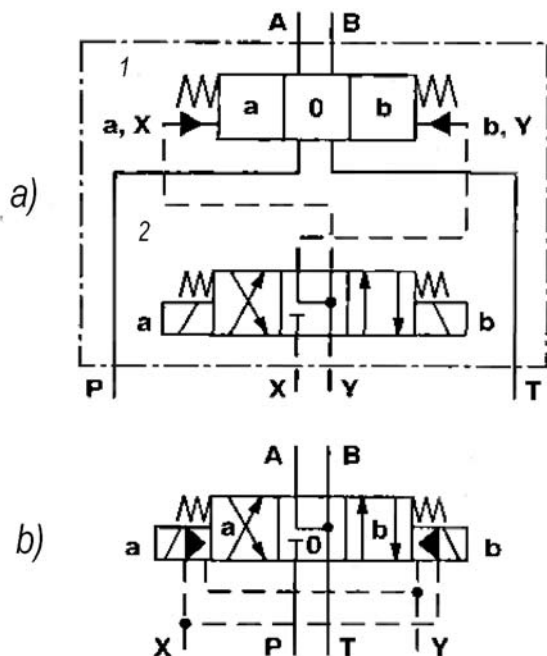
Şerti işarəsi	Təsviri
<i>Operatorun təsiri ilə idarə olunan</i>	
	dəqiqləşdirməmiş növlü
	knopkalı əl ilə
	dəstəli əl ilə
	təsbit olunan dəstəli əl ilə
	fırlanan dəstəli əl ilə
	ayaq pedalı ilə

2.7. Hidravlik paylayıcılar

Şerti işarəsi	Təsviri
<i>Mexaniki təsiri ilə idarə olunan</i>	
	itələyicidən
	diyircəkdən
	bükülən qol ilə diyircəkdən
	yaydan
<i>Təzyiqlə idarə olunan</i>	
	düztəsirli hidravlik yükləmə ilə
	düztəsirli pnevmatik yükləmə ilə
	düztəsirli hidravlik yükləmədən azad olması ilə
	təsir edilən sahələrin fərqlinin olmasına görə
	qeyri düztəsirli hidravlik yükləmə ilə
	qeyri düztəsirli hidravlik yükləmədən azad olunması ilə
<i>Elektromaqnitlə idarə olunması</i>	
	elektromaqnitlə
<i>Elektrohidravlik kombinə idarəetmə üsulu</i>	
	elektromaqnitdən və ya qeyri-düztəsirli hidravlik yükləmə ilə

2.7. Hidravlik paylayıcılar

Misal üçün aşağıda elektromaqnitdən və qeyri-düztəsirli hidravlik yükləmə ilə elektohidravlik kombinə üsulu ilə iki pilləli hidravlik paylayıcının idarəetmənin ətraflı (a) və yığcam (b) qrafiki şərti işarələri göstərilmişdir (şəkil 2.7.2). Burada 1 – əsas, 4/3 tipli düztəsirli hidravlik yükləmə ilə işləyən və köməkçi paylayıcı 2 ilə idarə olunan zolotnik; 2 – köməkçi, 4/3 tipli xaricdən elektromaqnitlə idarə olunan zolotnikdir.



Şəkil 2.7.2. 4/3 tipli hidravlik paylayıcının iki pilləli elektohidravlik idarəetmənin ətraflı (a) və yığcam (b) qrafiki şərti işarələri

Hidravlik paylayıcıların əsas parametrləri aşağıdakılardır:

- şərti keçid diametri d , mm;
- nominal təzyiq p_{nom} , MPa;

2.7. Hidravlik paylayıcılar

– işçi mayenin nominal sərfi Q_{nom} , $\text{dm}^3/\text{dəq}$;
– maksimal daxili sızmalar ΔQ , $\text{sm}^3/\text{dəq}$;
– hidravlik xarakteristika – paylayıcıların kanallarında təzyiq itkisinin Δp zolotnikin müxtəlif vəziyyətlərində sərfdən asılılığı, MPa:

$$\Delta p_p = f(Q);$$

– zolotniki neytral vəziyyətdən tərpədən qüvvə F , H;
– qoruyucu klapanın işə düşmə vaxtı τ , san.

Bunlarla yanaşı hidravlik paylayıcıların əsas parametrlərinə aiddirlər:

– paylayıcının zolotnikin maksimal yerdəyişməsi Δl , m;
– paylayıcının gücə görə gücləndirmə əmsalı K_N – işçi maye axının gücünün N_g idarə etmə mexanizminə tətbiq olunmuş gücünə N_i olan nisbətidir:

$$K_N = \frac{N_g}{N_i}$$

– sərfə görə qüvvətləndirmə əmsalını (drosselləşdirici paylayıcılar üçün) – tənzimləmə xarakteristikasının – ayrılıyının mailliyi sərfə görə qüvvətləndirmə əmsalını təyin edir və icra mexanizminin cəldliyini səciyyələndirir:

$$K_Q = \frac{\Delta Q}{\Delta l};$$

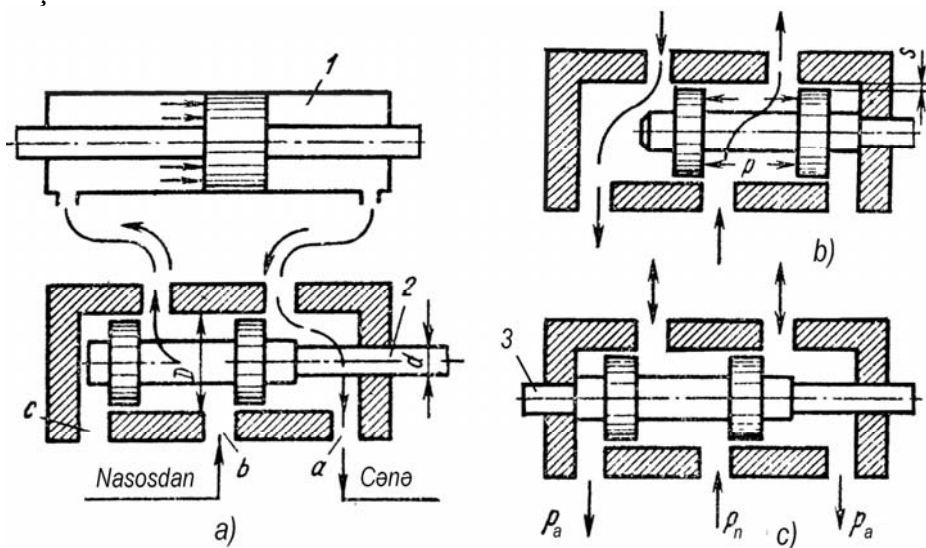
– tənzimləmə xarakteristikası (drosselləşdirici paylayıcılar üçün) – işçi mayenin sərfinin Q zolotnikin yerdəyişməsindən x ($0 \leq x \leq \Delta l$) asılılığıdır:

$$Q = f(x);$$

2.7.2. Silindrik zolotnikli paylayıcılar

2.7.2.1. Silindrik zolotnikli paylayıcıların iş prinsipi

Silindrik formalı zolotnik (plunjerli) paylayıcısının işçi orqanı oymaq (vtulka) içərisində ox istiqamətində yerdəyişən, üzərində lazımi qədər oyulmuş həlqələr olan silindrik plunjerdən (zolotnikdən) ibarətdir. İşçi maye oymaqdakı təchizedici pəncərədən daxil və xaric edilir. Bu tipli paylayıcı iki, üç, dörd və s. xətlə (yollu) olurlar (şəkil 2.7.3, *a*). Şəkildə mühərrikin (ikitərəfli ştoklu hidravlik silindrinin) iki istiqamətli hərəkətini idarə edən dörd xətlə paylayıcısının sxemi göstərilir. Burada hidravlik mühərrikin (silindrinin) işinin idarə olunması nasosun təzyiq altında silindrinin iki boşluğunun birinə verilən və eyni zamanda əks tərəfdəki boşluqdan çənə xaric edilən maye vasitəsilə həyata keçirilir.



Şəkil 2.7.3. İkitərəfli ştoklu hidravlik silindrin işinin zolotnikli paylayıcı vasitəsilə idarə edilməsi

Maye nasosdan b kanalına (şəkil 2.7.3, a) verilir və plunjerin şəkildəki vəziyyətində silindrin l sol boşluğuna daxil olur. Bu halda silindrin ikinci (işçi olmayan) boşluğu çənə gedən a kanalı ilə birləşir. Paylayıcının plunjeri 2 sağ tərəfə yer dəyişdikdə maye axının da istiqaməti dəyişir (şəkil 2.7.3, b).

Zolotnik tipli paylayıcın xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, onların plunjeri işçi mayenin ox istiqamətindəki əks tərəfdən plunjerin kəmərlərinə təsir edən statik təzyiq vasitəsi ilə müvazinətləşir. Axıdıcı xətdəki a və c kanallardakı p_a təzyiqdən yaranan qüvvəni müvazinətləşdirmək üçün zolotnik plunjeri sol tərəfdən köməkçi “quyruqla” 3 təchiz edilir (şəkil 2.7.3, c). “Quyruq” olmadıqda (şəkil 2.7.3, a) a və c kanalları ilə birləşən axıdıcı xətdəki p_a təzyiqi plunjerin müvazinətləşməyən $f = \frac{\pi d^2}{4}$

sahəsinə təsir edərək plunjeri sola hərəkət etdirəcək. Burada d – “quyruğun” diametridir.

Mayenin müvazinətləşməyən təzyiq qüvvəsi aşağıdakı bərabərlikdən hesablanır:

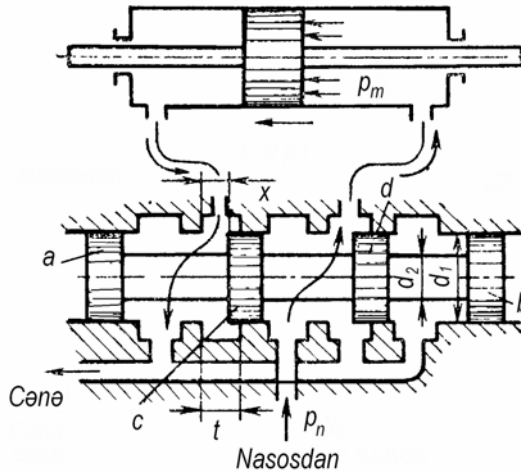
$$P = f p_a = p_a \frac{\pi d^2}{4}. \quad (2.7.1)$$

Odur ki, zolotnikin plunjeri əsas c və d qurşaqlarından başqa əlavə a və b qurşaqları ilə də təchiz edilir ki, bunlar da axıdıcı mayenin təzyiq qüvvəsini müvazinətləşdirir (şəkil 2.7.4).

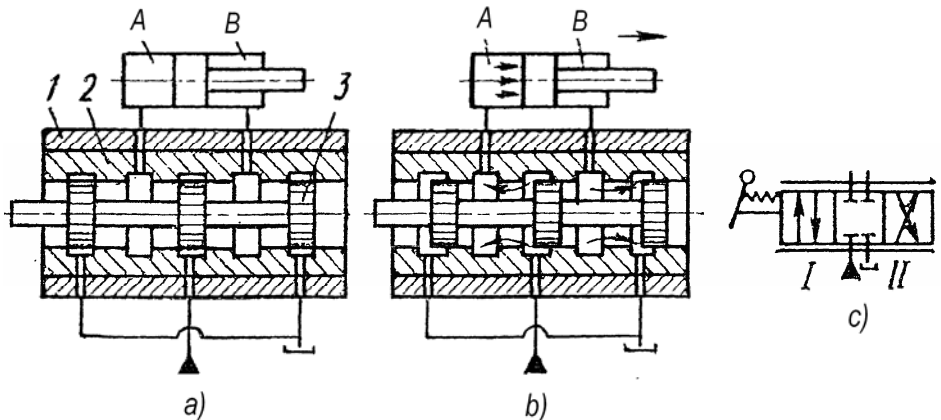
Şəkil 2.7.5-də silindrik zolotnikli əl ilə idarə olunan dördxətli üç vəziyyətli (mövqeli) (4/3 tipli) drosselləşdirici hidravlik paylayıcının konstruktiv sxemi verilmişdir. Bu şəkildə üç vəziyyətdən iki vəziyyət təqdim olunub: neytral (a)– paylayıcıdan şaxələnən bütün hidravlik xətlər bağlıdır və işçi vəziyyətdən biri (b)–yəni zolotnik sağa doğru yerini dəyişib (şəkildə drosselləşdirici paylayıcının zolotnikin orta aralıq sağ vəziyyətidir). Bu tipli paylayıcının zolotnikin sağ tərəfdə aralıq yerindən asılı olaraq

2.7. Hidravlik paylayıcılar

silindr ştokunun surətinin sağ istiqamətdə 0-dan maksimal qiymətə qədər dəyişmək olar.



Şəkil 2.7.4. Əlavə yan *a* və *b* qurşaqları ilə təchiz edilmiş dördxətli zolotnikli drosselləşdirici paylayıcısı

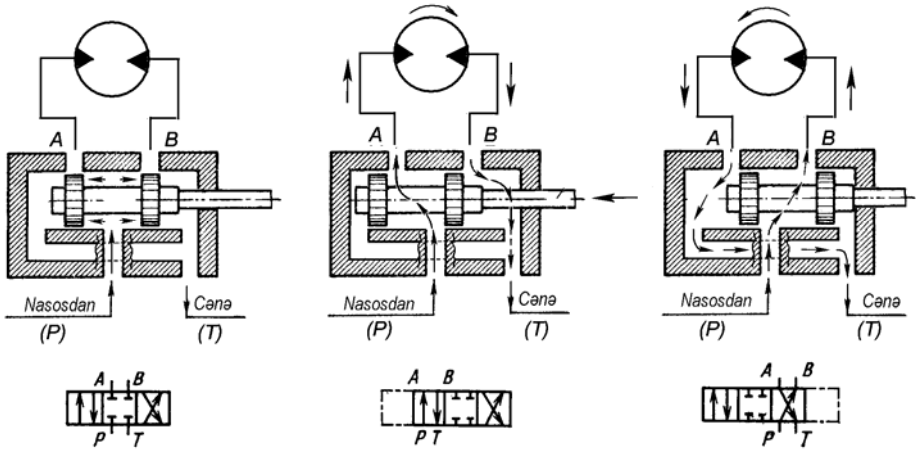


Şəkil 2.7.5. Silindrik zolotnikli 4/3 tipli drosselləşdirici paylayıcısı və onun qrafiki işarəsi:

a – ilkin (neytral) və *b* – sağ aralıq işçi vəziyyəti;
c – drosselləşdirici paylayıcısının şərti qrafiki işarəsi

2.7. Hidravlik paylayıcılar

Şəkil 2.7.6-da 4/3 tipli silindrik paylayıcısı vasitəsilə hidravlik motorun işinin tənzimlənməsi və hidravlik paylayıcının üç vəziyyətinin şərti işarələrini görmək olar. Burada P – qidalandırıcı mənbədən (nasosdan) gələn xətt üçün dəlik; T – axıtma dəliyi; A və B – hidravlik mühərriki (burada hidravlik motoru) paylayıcıya birləşdirmək üçün dəliklər.



Şəkil 2.7.6. Silindrik zolotnikli 4/3 tipli drosselləşdirici paylayıcı ilə hidravlik motorun işinin idarə olunması

2.7.2.2. Zolotnik pəncərəsinin qapanma növləri

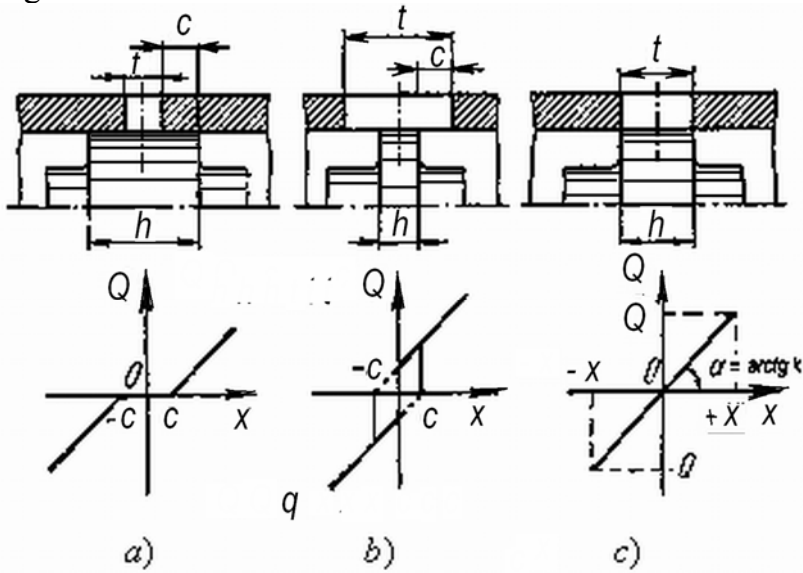
Zolotnikin qəbul edilməsində və onların istismarında, bir çox hallarda və xüsusilə hidravlik izləyicidə plunjerin orta vəziyyətində sərf pəncərəsinin plunjerlə qapanması əsas amillərdəndir (şəkil 2.7.7).

Paylayıcılar müsbət və mənfi qapayıcılı olurlar (şəkil 2.7.7, *a* və *b*). Sıfır qapayıcılı zolotniklər nadir hallarda tətbiq edilir (şəkil 2.7.7, *c*).

Müsbət qapayıcılı zolotnikdə plunjerin işçi qurşağının eni h zolotnikin maye keçirən pəncərəsinin eni t -dən çox olur: $h > t$ (şəkil 2.7.7, *a*). Odur ki, plunjerin kəməri onun pəncərəyə görə

2.7. Hidravlik paylayıcılar

simmetrik müvazinətdə qapanma pəncərənin $c = \frac{h-t}{2}$ uzunluğunda olur.



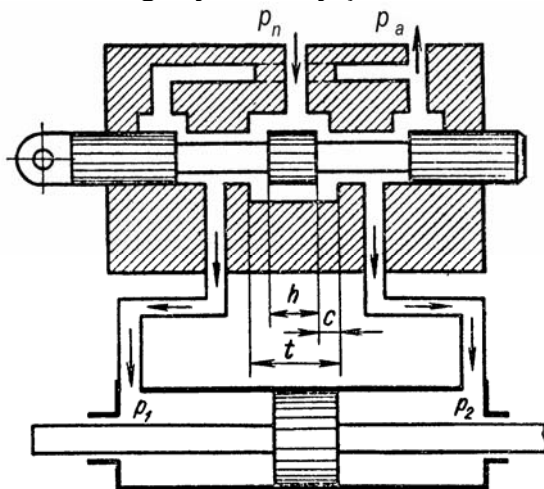
Şəkil 2.7.7. Zolotnikli paylayıcılarının işçi pəncərələrinin üst örtmə sxemləri və onlara uyğun statik xarakteristikaları $Q = f(x)$
 x – zolotnikli paylayıcının plunjerin yerdəyişməsi

Mənfi qapanma paylayıcısında (şəkil 2.7.7, b) işçi kəmərin eni h keçirici pəncərənin eni t -dən az olduğu ($h < t$) üçün zolotnikin plunjerinin orta vəziyyətində qurşağın hər iki tərəfində başlanğıc aralıq $c = \frac{h-t}{2}$ olur. Bu qiymət mənfi olduğundan pəncərənin zolotnik kəməri ilə qapanması mənfi qapanma adlanır.

Paylayıcının hidravlik sistemində zolotnik plunjerinin orta vəziyyətində qüvvə silindrinin boşluqlarındakı (şəkil 2.7.8) təzyiqlər p_1 və p_2 bərabərdir:

$$p_1 = p_2 = \frac{p_n + p_a}{2}, \quad (2.7.2)$$

burada p_n – vurucu, p_a – axıdıcı xətlərdəki təzyiqlərdir. Plunjer neytral vəziyyətdən hər hansı tərəfə hərəkət etdikdə göstərilən təzyiq bərabərliyi pozulur və nəticədə qüvvə silindrinin porşeni təzyiq az olan tərəfə doğru yerini dəyişir.

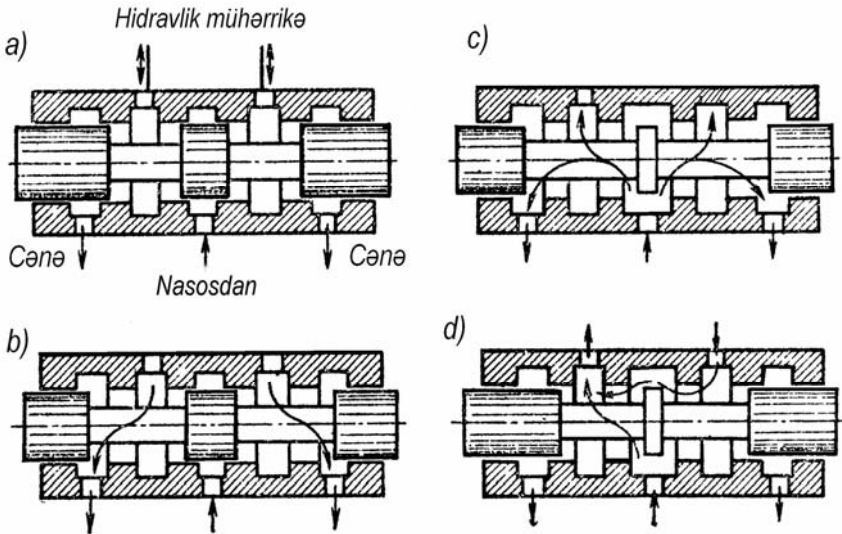


Şəkil 2.7.8. Mənfi ($t > h$) qapayıcı paylayıcı zolotnik

Mənfi qapayıcı zolotnikin çatışmamazlığı plunjerin orta və ona yaxın vəziyyətdə sərf pəncərəsindən axıcı xətdə mayenin sızması nəticəsində olan itkilərdir.

Şəkil 2.7.9-də müsbət və mənfi qapayıcı zolotnikli paylayıcıların daxilində yaradıla bilən axınlarının sxemləri göstərilmişdir:

1. müsbət qapayıcı zolotnikdə: a – dəliklərin hamısı apanıb; b – yalnız qidalandırıcı dəlik bağlıdır;
2. mənfi qapayıcı zolotnikdə: c – dəliklərin hamısı axıdıcı xətlə (cənlə) birləşdirilib; d – axıdıcı dəliklər qapanıb, qalan dəliklər birləşdirilib.



Şəkil 2.7.9. Müsbət və mənfi qapayıcıli zolotnikli hidravlik paylayıcıların daxili axın sxemləri

2.7.2.3. Zolotnikli paylayıcıların hidravlik xarakteristikası

Hidravlik paylayıcıların istismar keyfiyyətini aşağıdakı meyarlarla qiymətləndirilir:

- hidravlik paylayıcının statik xarakteristikası və onun maksimal həddi;
- dinamik xarakteristikası və onun maksimal həddi;
- sızmalar (zolotnikli paylayıcıları üçün);
- təzyiq düşküsi;
- təztəsirliyi (vəziyyətinin dəyişdirmə müddəti) və s.

Zolotnikin hidravlik xarakteristikası hidravlik müqavimətlərlə – Δp ilə təyin edilir. Hidravlik müqavimətlər Δp isə zolotnikin quruluşundan asılıdır.

Tədqiqatlar göstərir ki, zolotnik paylayıcısında maye axını döngələrdən keçdiyi, axının canlı kəsiyi genişlənib, sonra sıxıldığı

üçün hərəkət rejimi adətən turbulent olur. Zolotnik paylayıcısında Re -nin böhran qiyməti 100...200 arasında dəyişir.

Təcrübədə zolotnikin statik hidravlik xarakteristikası aşağıdakı düsturla müəyyən edilir (şəkil 2.7.4):

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \mu d_1 \pi x \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_m)}, \quad (2.7.3)$$

burada $f = \pi d_1 x$ – zolotnikin maye keçən aralığının sahəsi, m^2 ; x – aralığın ölçüsü (zolotnikin yerdəyişməsi), m ; d_1 – zolotnikin plunjerinin diametri, m ; p_n – girişdəki, Pa ; p_m – çıxışdakı (mühərrikin yükünün və ya axıtma təzyiqləridir), Pa ; ρ – işçi mayenin sıxlığı, kq/m^3 .

Tənlikdən görünür ki, $x = const$ və $p_n = const$ olduqda p_m – artdıqca zolotnikdən keçən maye sərfi azalır. Bu hadisə (drossel effekti) hidravlik mühərrikin mexaniki xarakteristikasının sərtliliyini azaldır və hidravlik mühərrikin yük altında sürüşməsinə yaradır.

Mühərrikin təzyiqi sıfır olduqda ($p_m = 0$) zolotnikdən keçən sərf

$$Q = \mu \pi d_1 x \sqrt{\frac{2}{\rho} p_n} = k x, \quad (2.7.3)$$

burada $k = \mu \pi d_1 x \sqrt{\frac{2}{\rho} p_n}$ – sərfə görə zolotnikin gücləndirmə

əmsalıdır. İdeal zolotnikdə $Q = f(x)$ əyrisi düz xətt olur (şəkil 2.7.7, c). Bu xüsusiyyətin təcrübədə böyük əhəmiyyəti, onların geniş yayılmasına (xüsusilə izləyici hidravlik intiqallarda və avtomatik sistemlərdə) səbəb olub.

Maye axınının sərf əmsalının μ qiymətini

$$Re = \frac{2xu}{\nu} \geq 200 \quad (2.7.3)$$

olduqda $\mu = const$ qəbul etmək olar. Mineral yağlarda, aralığın kənarı iti və $Re \geq 200$ olduqda $\mu = 0,62...0,65$; $Re < 200$ olduqda isə $\mu \approx 0,5$ götürmək olar.

Axının verilmiş sürətini u və sərfini Q təmin edən kanalın en kəsik sahəsini

$$f = \frac{Q}{u} \quad (2.7.4)$$

qəbul etmək olar.

Zolotnikin ölçüsünü azaltmaq məqsədi ilə zolotnik gövdəsindəki kanaldakı maye axının sürəti maye gətirən borudakı sürətdən 3...5 dəfə çox götürülür. Sürətin praktiki qiymətini 10...15 m/san qəbul etmək olar.

Paylayıcının statik hidravlik xarakteristikası baş verən təzyiq düşküsi əsasən $\Delta p = f(Q)$ parabola şəklində olur və (2.7.3) tənliyi nəzərə alaraq aşağıdakı ifadə ilə müəyyən edilir:

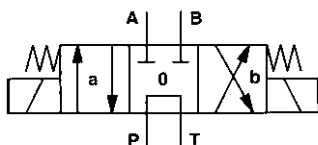
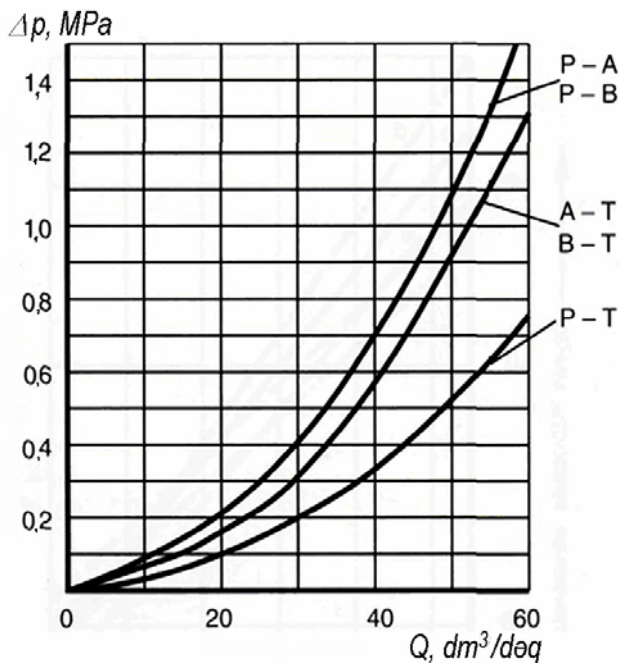
$$\Delta p = \xi \frac{\rho Q^2}{2 f^2}; \quad (2.7.5)$$

burada ξ – müqavimət əmsalı olub, $\xi = 3...5$ arasında dəyişir.

Zolotnikli hidravlik paylayıcının statik hidravlik xarakteristikası yalnız paylayıcının daxilində baş verən təzyiq düşküsünü nəzərə alır və maye axının paylayıcıda olan yolundan və paylayıcının icrası növündən asılıdır. Şəkil 2.7.10-da 4/3 tipli paylayıcının bir icrası üçün (şəkilin 2.7.10 aşağı hissəsində göstərilmişdir) maye axının yolundan asılı olaraq zolotnikin üç vəziyyəti üçün $\Delta p = f(Q)$ əyriyələri göstərilmişdir:

2.7. Hidravlik paylayıcılar

- kanallar $P - A$ (paylayıcının a vəziyyəti) və $P - B$ (paylayıcının b vəziyyəti);
- kanallar $A - T$ (paylayıcının b vəziyyəti) və $P - B$ (paylayıcının a vəziyyəti);
- kanal $P - T$ (paylayıcının O vəziyyəti).



Şəkil 2.7.10. 4/3 tipli hidravlik paylayıcısının $\Delta p = f(Q)$ statik xarakteristikası və onun qrafiki işarəsi

Zolotnikli hidravlik paylayıcının dinamik xarakteristikası – verilən təzyiqdə paylayıcının maksimal buraxıla bilən maye sərfini

müəyyən edir, hansı ki asılıdır:

- hidravlik paylayıcının şərti diametrdən;
- idarəetmənin növündən;
- hidravlik sxeminin icrasından;
- maye axının hidravlik yolundan;
- vəziyyətin dəyişdirmə üsulundan;
- dəyişən elektromaqnitin tezliyindən.

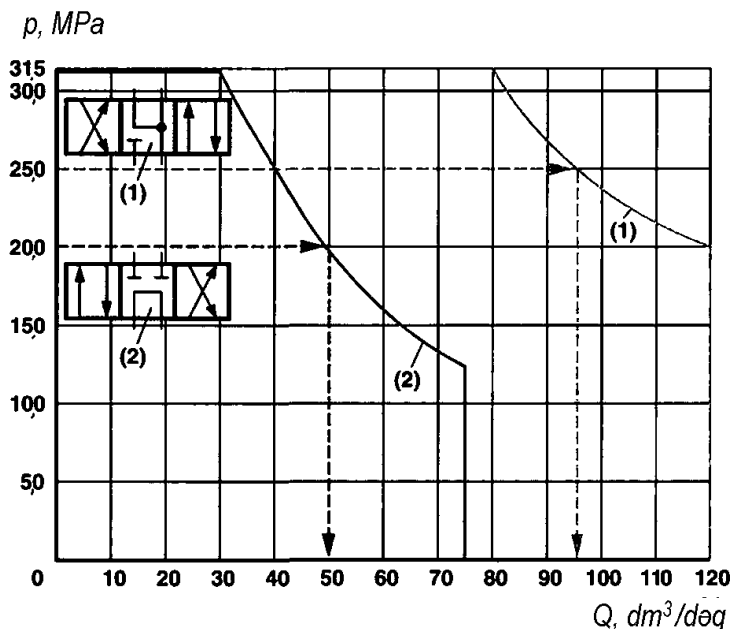
Nümunə kimi şəkil 2.7.11-də 4/3 tipli paylayıcının hidravlik paylayıcın iki növ icrası üçün (1 və 2) dinamiki xarakteristikası – maksimal buraxıla bilən maye sərfi paylayıcının girişdəki təzyiqdən asılılıqları (1) və (2) göstərilmişdir. Şəkildən tapmaq olar ki, paylayıcının 1 tipli icrasında paylayıcının girişdəki $p = 25,0$ MPa təzyiqdə onun maksimal sərfi $Q = 95$ dm³/dəq ola bilər, həmin 4/3 tipli paylayıcının 2 tipli icrasında isə girişdəki təzyiq $p = 20,0$ MPa olduqda, paylayıcının maksimal sərfi cəmi $Q = 50$ dm³/dəq-dir. Qeyd etmək olar ki, 1 tipli icrasında $Q < 80,0$ dm³/dəq və 2 tipli icrasında $Q < 30,0$ dm³/dəq olduqda bu paylayıcının dinamiki xarakteristikası nəzərə alınmır. Zolotnikli hidravlik paylayıcıların statik və dinamiki xarakteristikaları uyğun kataloqlarda və onların pasportlarında verilir.

Zolotnikin ölçüsü sərf və kanallardan axan mayenin buraxıla bilən sürətinə görə hesablanır. Sürət zolotnikin təyinatından və hidravlik sistemdəki işçi təzyiqdən asılıdır. Zolotnikin keçid kanalları maye axının buraxıla bilən müqavimətində tələb olunan maye axınının keçməsinin təmin edilməsinə əsasən seçilir. Bu zaman zolotnikin gedişinin minimum olmasını nəzərə almaq lazımdır.

Buna görə də adətən, zolotnikin kameralarına eni t (şəkil 2.7.4) olan dairəvi oyuqdan maye axıdılır. Odur ki, keçid pəncərəsinin perimetri ($\omega = \pi d_1$) və onun sahəsi $f = \pi d_1 x$ olur. Burada d_1 – plunjerin diametri, x – zolotnikin plunjerinin sərf pəncərəsindən uzaqlaşdığını göstərən məsafədir. Plunjerin

2.7. Hidravlik paylayıcılar

boğazının diametri d_2 ilə götürülməlidir ki, o tələb olunan keçid sahəsini $\left[\pi d_1 t \leq (d_1^2 - d_2^2) \frac{\pi}{4} \right]$ təmin etməklə bərabər plunjerin tələb olunan sərtliyini də saxlaya bilsin. Kipliyi saxlamaq üçün plunjer ilə oymaq arasındakı aralığın diametrinin qiyməti 4...10 mkm götürülür.



Şəkil 2.7.11. 4/3 tipli hidravlik paylayıcının iki növ icrası üçün (1 və 2) kataloqdakı verilənlərə görə dinamik xarakteristikasının təyini

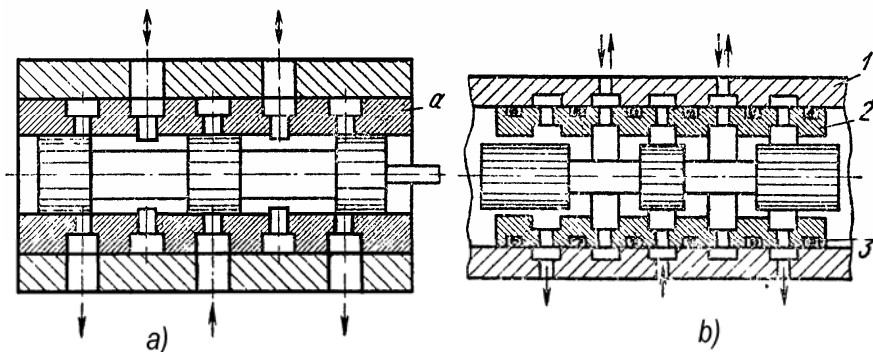
Zolotnik oymaq-plunjer aralığının ölçüsünü seçdikdə materialın temperatur genişlənməsini nəzərə almaq lazımdır. Bu xüsusiyyəti nəzərə alaraq aralığın ölçüsünü azaltmaq üçün zolotnikin oymaq və plunjerinin materialı eyni olmalıdır. Zolotnikin plunjer və oymağı müxtəlif materiallardan

2.7. Hidravlik paylayıcılar

hazırlandıqda onların temperaturdan genişlənməsi müxtəlif olduğundan aralığın ölçüsünün dəyişməsinə aşağıdakı kimi nəzərə almaq lazımdır:

$$\delta = \delta_0 + \frac{d}{2}(\beta - \alpha)(t - t_0), \quad (2.7.6)$$

burada t_0 , δ_0 – paylayıcının başlanğıc temperaturu və bu temperaturda aralığın ölçüsü; t , d – paylayıcıda müşahidə edilən temperatur və həmin temperatura uyğun aralıqdır; β və α – oymağın və plunjerin temperaturdan genişlənmə əmsallarıdır. Temperatur təsirindən aralığın ölçüsü dəyişdikdə kiplik bərkitmə həlqləri 3 ilə əldə edilir (şəkil 2.7.12, b).



Şəkil 2.7.12. Üzən oymaqlı zolotnikli hidravlik paylayıcıları

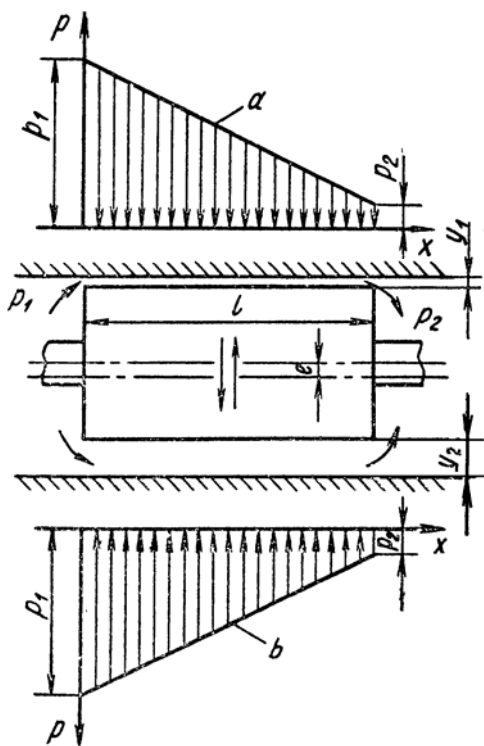
2.7.2.4. Zolotnikin plunjerinə düşən qüvvələr

Zolotnikin plunjerinə əsas olaraq sürtünmə və maye axının hidravlik dinamika qüvvəsi təsir edir. Zolotniklərin baxılan sxemlərindən görünür ki, onun ideal cüt hissələrinə (mütləq silindrik şəkilli, tam cilalanmış səthinə) təsir edən mayenin təzyiq qüvvəsi aksial və radial istiqamətdə müvazinətləşir və sürtünən səthləri maye təbəqəsi ilə əhatə olunur.

Təcrübə göstərir ki, plunjerin sürtünməsi mayenin təzyiqindən və plunjerlə oymağın həndəsi formasından asılıdır.

Plunjerin sürtünməsi plunjer ilə oymağın radial həlqəvi aralığında (δ) maye təzyiqinin qeyri bərabər paylanması nəticəsində yaranaraq, radial müvazinətləşməyən qüvvə əmələ gəlir ki, bu da plunjeri oymağın bir divarına sıxır. Bu müvazinətləşmə aralığının radial səthlərin paralelliyinin pozulmasından, bu hissələrin istehsal çatışmamazlığından əmələ gəlir. Bu qüsurları plunjer cütünün həndəsi olaraq, düzgün formada hazırlanması hesabına aradan qaldırmaq olar.

Plunjer cütünün sxemi şəkil 2.7.13-də göstərilmişdir .



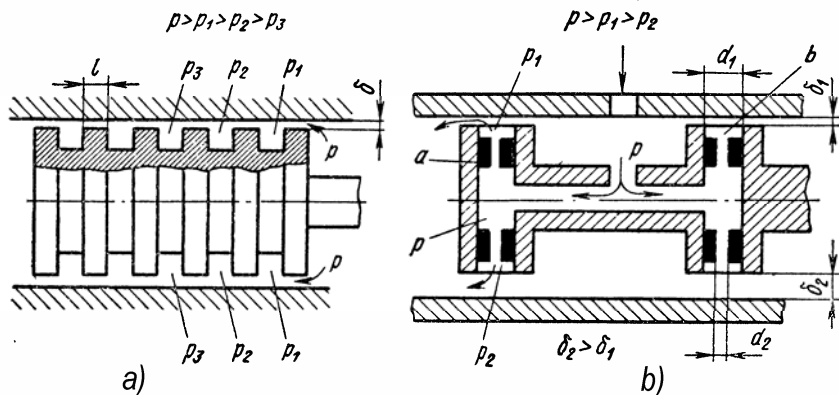
Şəkil 2.7.13. Plunjerin və oymağın oxları paralel olduqda silindrik paylayıcının aralığında radial istiqamətdə təzyiqin paylanması

Oymaq içərisində yerləşən zolotnikin plunjerinin l uzunluqlu kəməri olub radial istiqamətdə aralıq yaradır. Kəmərin sol tərəfindəki boşluqda yüksək p_1 , sağ tərəfindəki boşluqda isə aşağı təzyiq p_2 vardır. Plunjer və oymağın silindrik olduğunu və onların bir-birinə görə paralel olub, lakin e məsafəsi qədər aralıq yerləşdiyini qəbul edək. Onda $y_2 > y_1$. Qəbul edilən bu aralıqlar şərtə görə yuxarı və aşağı tərəfdən l uzunluğunda sabit qalacaqdır. Odur ki, yuxarı və aşağı aralıqda təzyiq düşküsünü sabit qəbul etmək olar. Bu aralıqlarda təzyiqin azalması xətti olacaq, yəni a və b düz xətlərdir. Göstərilən təzyiq qüvvəsi epüründən görünür ki, sürət basqısını nəzərə almadıqda, yuxarı boşluqda olan və plunjeri aşağı sıxmağa çalışan mayenin radial təzyiq qüvvəsi aşağı boşluqdakı, plunjeri yuxarı qaldırmağa çalışan təzyiq qüvvəsi ilə müvazinətləşir.

Buna görə də demək olar ki, plunjerin tam müvazinəti onun oymaqlı, eyni oxlu olduğu halda mümkündür. Onlar eksentrik yerləşdikdə, sürət basqısı fərqli olduğundan yan tərəflərdən sıxıcı qüvvə əmələ gəlir. Yaranan aralığın paralelliyi pozulduqda, oymaq ilə plunjerin səthlərinin silindrikliyi dəyişdikdə, bu səthlər zibilləndikdə və ya zədələndikdə müvazinətləşdirici, radial qüvvə pozulur və oymağın müxtəlif səthlərinə doğru plunjerin yerini dəyişməsinə səbəb olan qüvvələr yaranır. Nəticədə zolotnikin hazırlanmasında nəzərə alınan kafi qüvvədən bir neçə dəfə çox (yüz dəfə) sürtünmə qüvvəsi əmələ gəlir. Plunjerin sürtünmə qüvvəsi mayenin təzyiq qüvvəsi təsirindən gövdənin deformasiyaya uğraması nəticəsində də arta bilər. Bu da gövdənin deformasiyasının bərabər olmamağını və aralığın ölçüsünün dəyişməsinə səbəb olur ki, nəticədə, zolotnikin plunjeri əzilə bilər.

Sürtünmənin artması mayenin çirklənməsi, qatran-asfalt törəmələrinin olmasına, aralığa bərk cismin düşməsi ilə də ola bilər. Aralığa bərk cisim düşdükdə plunjerin işçi səthi zədələnir. Plunjerin səthinin yeyilməsi mayenin fiziki xassəsindən asılıdır.

Sürtünmə qüvvəsini azaltmaq üçün plunjerə təsir edən mayenin müvazinətləşməyən təzyiq qüvvəsini azaltmaq lazımdır. Bunun üçün plunjerin və ya gilizin üzərində həlqəvi düzbucaqlı kiçik kanalcıqların açılması məsləhət görülür (şəkil 2.7.9, *a*). Bu kanalcıqların hidravlik müqavimətləri radial yarıqcığın müqavimətinə görə çox az olduğundan istənilən nöqtədə dairə üzərində hər kanalcığa eyni təzyiq təsir edəcək və $p > p_1 > p_2 > p_3 \dots$. Nəticədə plunjerə təsir edən müvazinətləşməyən təzyiq kanalcıqlar arasındakı l məsafəsinə təsir edəcək. Odur ki, nazik kəmərlər olduqda, plunjerin müxtəlif vəziyyətində, müvazinətləşməmək tamamilə yox olacaqdır.



Şəkil 2.7.14. Zolotniki maye təzyiqinin müvazinətləşməyən radial qüvvələrdən azad etmə sxemləri

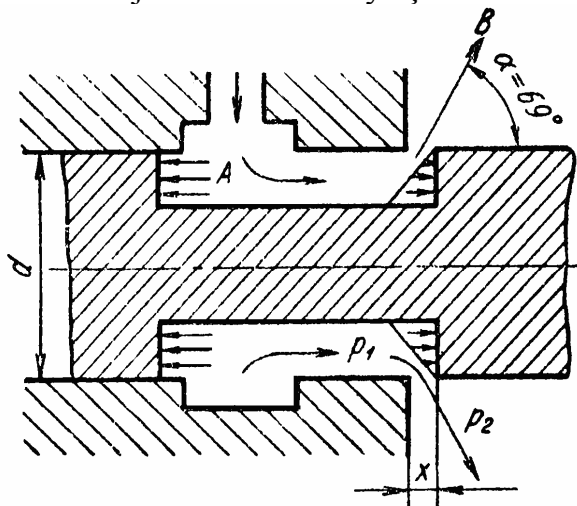
Zolotniki müvazinətləşməyən, radial qüvvədən azad etmək üçün plunjerin hidravlik statik mərkəzləşdirilməsi aparılır. Şəkil 2.7.14, *b*-dən görünür ki, plunjerin kəmərlərində bir neçə (4...6) bir-birinin əksinə yerləşən, zolotnikin boşluğu ilə ox istiqamətli kanalcıqlarla birləşən ($d_1 = 6 \dots 8$ mm) olan radial dəliklər açılır. Bu dəliklər keçid diametri kiçik ($d_2 = 0,2 \dots 0,3$ mm) olan *a* tıxacı ilə qapanır. Buradan maye qidalanan boşluqdan *b* kanalına axır.

Zolotniklərin plunjerlərinə radial qüvvələrindən savayı maye

axını ilə yaranan hidravlik dinamiki (reaktiv) aksial qüvvələrdə təsir edir. Bu qüvvələr plunjeri ilkin neytral vəziyyətinə qaytarmağa doğru yönəldirlər, yəni – zolotnikin açılmış pəncərəni bağlamaq istiqamətində təsir edirlər.

Təcrübə göstərir ki, yaranan bu qüvvə iki dəyişən parametrlərinin funksiyasıdır – zolotnikin plunjerində maye axınında baş verən təzyiq düşküsündən və pəncərənin açılma dərəcəsiindən, yəni zolotnikdə drosselləşdirmənin nəticəsində güc itkisindən asılıdır. Praktiki olaraq, adi dördxətli zolotniklərdə paylayıcılarda hər 1 kVt-da baş verən güc itkisinə zolotnikin oxu istiqamətində təxmini 5...7 N aksial qüvvə yaranır.

Şəkil 2.7.15-də göstərilən plunjer cütliyündə maye axını plunjerin və oymağın haşiyələrlə təşkil olunan keçid pəncərənin x aralıqdan keçərək A kameradan B kameraya daxil olur. Bu qüvvənin istiqaməti plunjerin oxu ilə α bucaq altında olur, hansı ki qaralaşmış turbulent rejimində $\alpha \cong 69^\circ$ -yə çatır.



Şəkil 2.7.15. Plunjer cütliyündə yaranan reaktiv qüvvələrin hesablama sxemi

Yaranan reaktiv qüvvə R aşağıdakı tənliklə müəyyən olunur:

$$R = Qu\rho, \quad (2.7.7)$$

burada Q – maye axının sərfi; u – aralığın çıxışında maye axının sürəti; ρ – maye axının sıxlığı.

Reaktiv qüvvənin ox istiqamətində təşkilədici F

$$F = R \cos \alpha = Qu\rho \cos \alpha, \quad (2.7.8)$$

Maye axının sərfi üçün ifadəni

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \mu \chi x \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.7.9)$$

nəzərə alaraq, maye axının nəzəri hesablama sürətini tapmaq olar:

$$u = \frac{Q}{\mu \chi x} \mu f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.7.10)$$

burada $f = x \chi$ – aralıq pəncərəsinin sahəsi; χ – aralığının dairə istiqamətində uzunluğu, $\chi = \pi d$; x – aralığın eni; Δp – aralıqda baş verən təzyiq düşküsi.

α bucağı müsbət olduğundan F qüvvəsi plunjerə yay qüvvəsi kimi təsir edir. Müxtəlif təzyiqlər düşküləri üçün bu qüvvələrinin maye axının sərfindən asılılıqlarının nümunələri şəkil 2.7.18-də göstərilmişdir.

Dördxətli simmetrik şəkilli zolotnikli hidravlik paylayıcıda daxil olan və axıtma xəttinə gedən maye axının sərfi eyni olduqda plunjerə ox boyu təsir edən qüvvə F_c iki dəfə artıqdır:

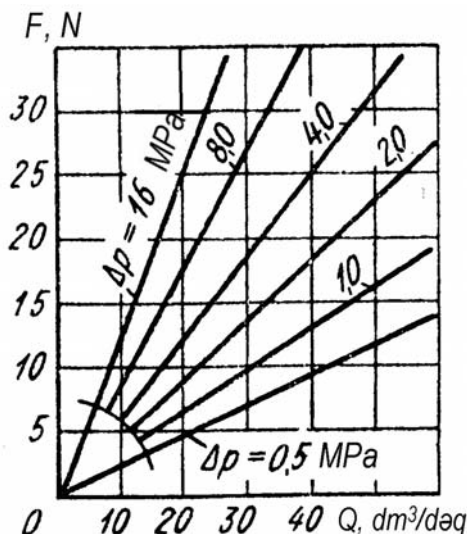
$$F_c = 2F = 2Qu\rho \cos \alpha = 2Q\sqrt{2\rho\Delta p} \cos \alpha, \quad (2.7.11)$$

2.7. Hidravlik paylayıcılar

və ya

$$F_c = 2Q\sqrt{\rho \Delta p_c} \cos \alpha, \quad (2.7.12)$$

harada ki $\Delta p_c = 2\Delta p$ – iki kameralar üçün təzyiq düşküsinün cəmidir.



2.7.18. Müxtəlif təzyiqlər düşkülərdə plunjerə ox boyu reaktiv qüvvələrin maye axının sərfindən nümunəvi asılılıqları

2.7.3. Bir və iki pilləli zolotnikli hidravlik paylayıcıların konstruktiv sxemləri

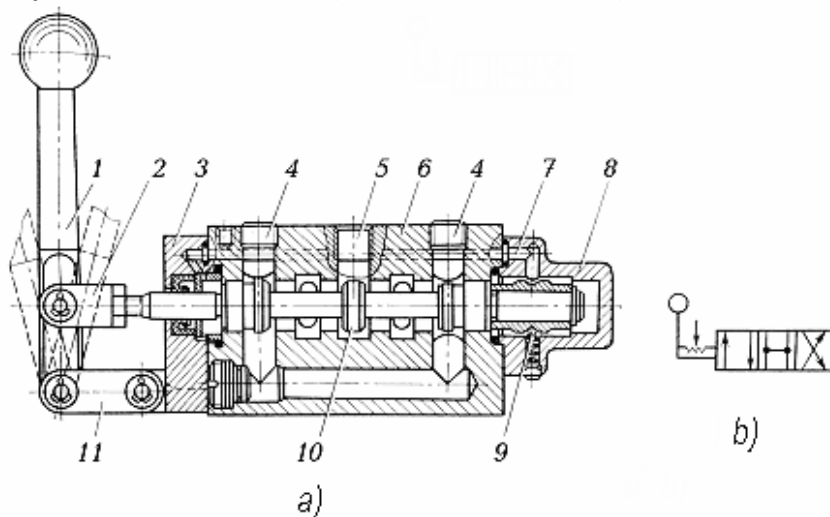
2.7.3.1. Bir pilləli zolotnikli hidravlik paylayıcıların konstruksiyası

Əl ilə idarə olunan 4/3 tipli (dördxətli, üç vəziyyətli) hidravlik paylayıcının konstruktiv sxemi və onun qrafiki işarəsi şəkil 2.7.19-da göstərilmişdir. Paylayıcının zolotnikinin vəziyyətlərinin dəyişməsi əl dəstəyi I ilə yerinə yetirilir. Dəstək

2.7. Hidravlik paylayıcılar

asqı 2 oynaq (şarnir) vasitəsilə zolotnikə (plunjerə) 10 birləşdirilib. Dəstək 1 digər tərəfdən (aşağı ucu) şarnirlə asqı 11 ilə paylayıcının gövdəsinə bərkidilir. Plunjeri lazımi vəziyyətdə fiksə edilməsi (vəziyyətdə saxlanması) üçün arxa qapaqda 8 yerləşən kürəvi fiksatorun 9 istifadə olunur. Qabaq qapaqdan 3 zolotnikin səthi ilə sızmaların qarşısının alınması üçün manjet tipli kipləşdiricilərdən istifadə olunur.

İşçi maye paylayıcıya dəlik 5-dən daxil olub, dəliklərdən 4-dən isə xaric olunur. Drenaj kanalı 7 baş verən sızmaların paylayıcıdan xaric etmək üçün nəzərdə tutulmuşdur.



Şəkil 2.7.19 . Əl ilə idarə olunan bir pilləli Г74-2 tipli hidravlik paylayıcının sxemi (a) və onun qrafiki işarəsi (b)

1 – dəstək; 2 – asqı; 3 – qabaq qapaq; 4 – çıxış dəlikləri;
5 – giriş dəliyi; 6 – gövdə; 7 – drenaj kanalı; 8 – arxa qapaq; 9 –
kürəvi fiksator; 10 – zolotnik; 11 – asqı.

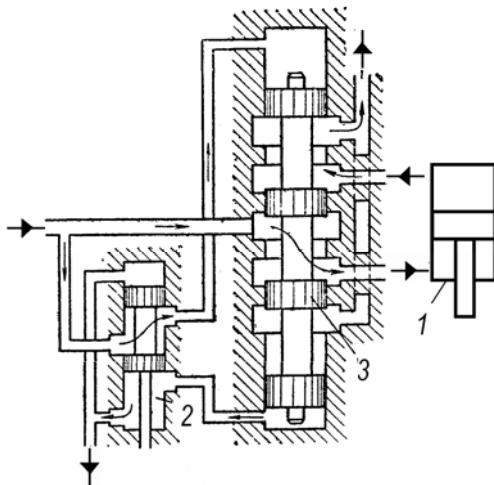
2.7.3.2. İki pilləli zolotnikli hidravlik paylayıcıların iş sxemi

Hidravlik paylayıcının zolotnikinin yerdəyişməsi üçün tələb

2.7. Hidravlik paylayıcılar

olunan qüvvəni azaltmaq və eyni vaxt lazımı maye sərfini təmin etmək üçün ikipilləli (iki kaskadlı, pilotlu) zolotnikli hidravlik paylayıcılar tətbiq olunur, hansı ki çox vaxt servo-zolotniklər adlanır. Bu tipli paylayıcılarda verici cihaz (tərtibat) ilə plunjer arasında gücləndirici bənd yerləşdirilir, hansı ki aralıq (köməkçi) zolotnik ola bilər.

Bu tipli hidravlik paylayıcının prinsipial sxemi şəkil 2.7.20-də göstərilmişdir. Hidravlik mühərriki *1* qidalandıran əsas paylayıcı zolotnik *3* köməkçi hidravlik zolotnik-verici *2* tərəfindən idarə olunur. Köməkçi hidravlik zolotnikin plunjerini hərəkətə gətirmək üçün elektrik maqnitlərdən, elektrik mühərriklərdən və digər verici tərtibatlardan istifadə olunur. Adətən, köməkçi zolotnikin plunjerinin diametri kiçik olduğundan (3...4 mm), onun intiqalı kimi kiçik güclü elektromaqnitlərdən istifadə oluna bilər.

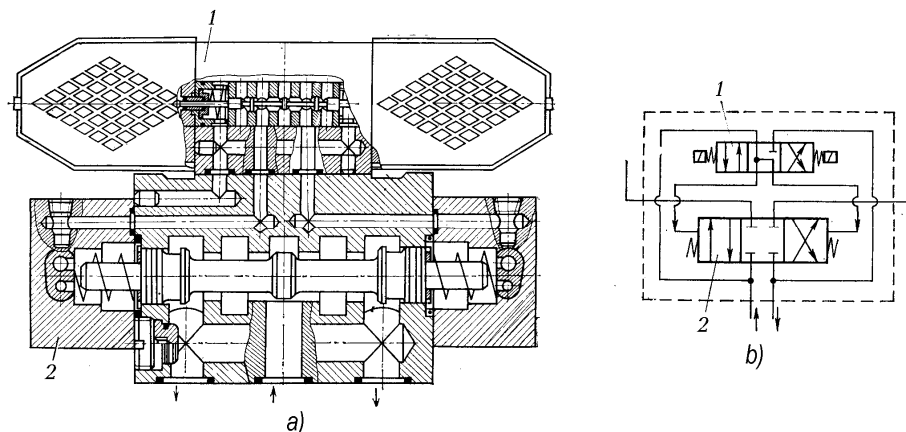


Şəkil 2.7.20. İki pilləli hidravlik paylayıcının zolotnikinin sxemi

1 – hidravlik mühərrik; *2* – köməkçi hidravlik zolotnik;
3 – əsas paylayıcı zolotnik

2.7. Hidravlik paylayıcılar

Şəkil 2.7.21-də elektrohidravlik üsul ilə idarə olunan (iki pilləli) hidravlik paylayıcının prinsipial konstruksiyası (şəkil 2.7.21, *a*) və onun qrafiki işarəsi (şəkil 2.7.21, *b*) göstərilmişdir. Bu tipli hidravlik paylayıcılar yüksək təzyiqlərdə və böyük sərtlərdə məsafəli və avtomatik idarə olunan hidravlik sistemlərdə tətbiq olunur. hansılarda ki bir pilləli elektromaqnitlə idarə olunan hidravlik paylayıcıların istifadə olunması qeyri mümkündür.



Şəkil 2.7.21. Elektrohidravlik üsul ilə idarə olunan (iki pilləli) hidravlik paylayıcının sxemi (*a*) və onun qrafiki işarəsi (*b*)

1 – elektromaqnitlə idarə olunan köməkçi hidravlik paylayıcısı;
2 – köməkçi paylayıcısı vasitəsilə hidravlik üsul ilə idarə olunan əsas hidravlik paylayıcısı

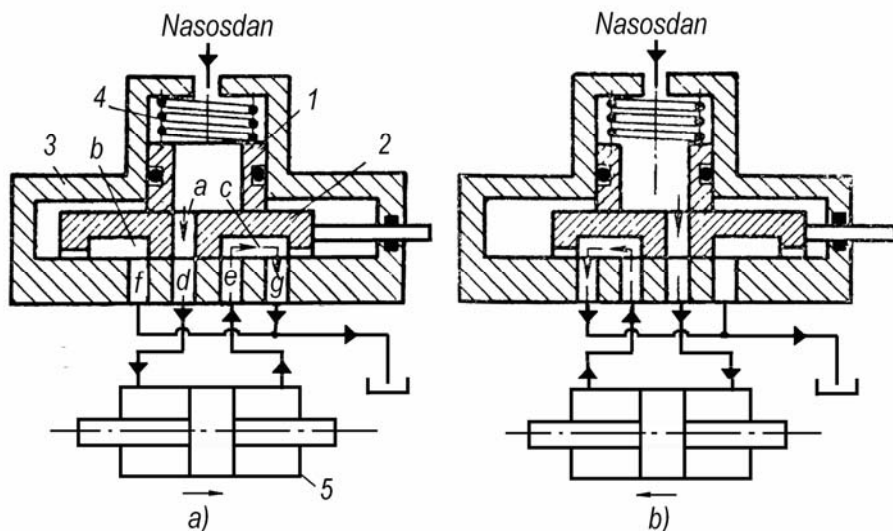
2.7.4. Yastı zolotnikli hidravlik paylayıcıları

Silindr formalı zolotniklərin gövdələrinin (oymaqlarının) istehsalında daxili silindrik səthlərinin lazımi dəqiqliyi ilə hazırlanmasının və onların emal prosesin nəzarətinin müşküllüyünə görə yastı səthli zolotnikli paylayıcılar geniş yayılmışdır, hansıların ki emal olunan təmasda olan səthlərin keyfiyyətinin nəzarətini

sərbəst yerinə yetirmək olar.

2.7.4.1. Yastı düz hərəkətli zolotnikli hidravlik paylayıcıları

Qeyd olunan tələbatlara cavab verən yastı düz hərəkətli zolotnikli hidravlik paylayıcının konstruktiv sxemi şəkil 2.7.22-də göstərilmişdir.



Şəkil 2.7.22. Yastı düz hərəkətli zolotnikli hidravlik paylayıcı

1 – sıxıcı oymaq; 2 – yastı zolotnik; 3 – paylayıcının gövdəsi;
4 – yay; 5 – hidravlik mühərrik.

Yastı zolotnik 2 paylayıcının gövdəsinin 3 daxili yastı dayaq səthinə sıxılaraq onun üzərində irəli-geri sürüşmə hərəkətinə malikdir. Zolotniki sürüşmə səthinə sıxışdırıcı qüvvə sıxışdırıcı oymağa 1 yayın 4 və nasosdan daxil olan işçi mayenin təzyiqi təsirləri ilə yaradılır. İşçi maye, zolotnikin mərkəzi dəlikdən a daxil olur və zolotnikin vəziyyətindən asılı olaraq sol (şəkil 2.7.22, a) və ya sağ (şəkil 2.7.22, b) hidravlik mühərriki (bu sxemdə – hidravlik

güc silindri) qidalandıran boşluqlarından (d və ya e) keçərək hidravlik mühərrikə daxil olur. İşlənmiş maye hidravlik mühərrikdən drenajla (cənlə) birləşən dəliklərə (f və ya g) mühərrikdən xaric olunur. Beləliklə, zolotnikin sol vəziyyətində (şəkil 2.7.22, a) işçi mayenin mühərrikə hərəkəti $a - d$, mühərrikdən isə $e - c - g$, sağ vəziyyətində (şəkil 2.7.22, b) isə müvafiq olaraq $a - e$ və $d - b - f$ dəliklərdən və boşluqlardan keçəcəkdir.

Yastı zolotnikli hidravlik paylayıcıların digər müsbət cəhətləri:

- praktiki olaraq, mütləq kipləşdirmənin yarıdılmasının mümkünlüyü;

- işçi mayenin temperaturun artması ilə əlaqədar silindrik paylayıcılarla müqayisədə sızmalar təmasda olan sürtünən hissələrin arasındakı qağ təbəqəsinin avtomatik tənzimlənmə nəticəsində 4...5 dəfə azdır;

- bərk hissəciklərin paylayıcıların daxilinə səthlər arasında olduğu hallarda və paylayıcıların hissələrin temperatur genişlənmə nəticəsində onların pazlanması baş vermir;

- bu tipli zolotniklər uzun etibarlı iş müddətinə malikdirlər.

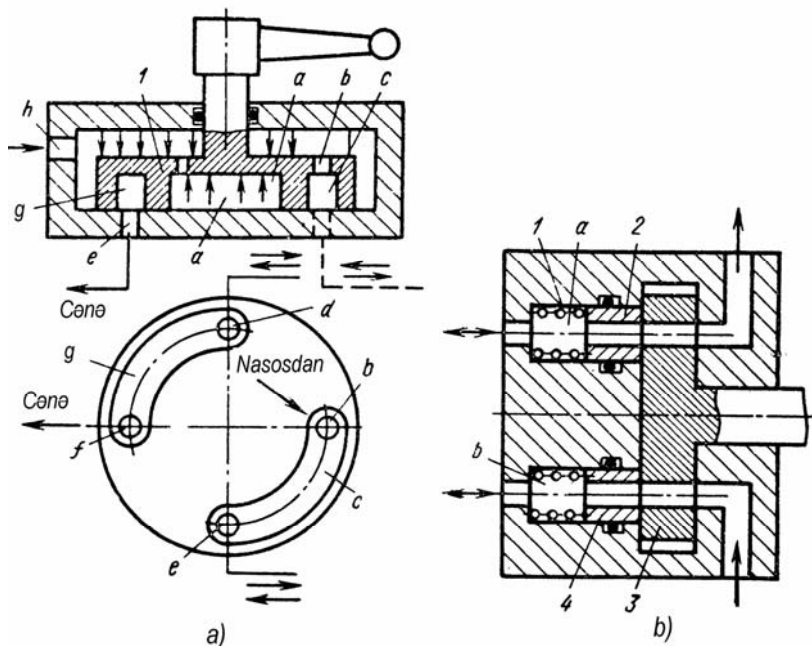
2.7.4.2. Yastı döngəli zolotnikli kranlar

Bu növlü kranlı paylayıcının sxemi şəkil 2.7.23, a -da verilmişdir. Yastı döngəli elementin (yastı zolotnikin) iki ədəd oraqa oxşar c və g yarığı (pəncərəsi) vardır. Kran 90° döndükdə bütöv (pəncərəsiz) g yarığı vasitəsilə, çənə gedən f kanalı ardıcıl olan hidravlik mühərrikə gedən e və d kanalları ilə birləşir. Öz növbəsində bu kanallar c yarığı (paz) və dönmə elementdə olan b dəliyi vasitəsilə ardıcıl olaraq nasosa əlaqələnməmiş, giriş h kanalı ilə birləşir.

Dönmə elementini l mayenin işçi təzyiq qüvvəsindən azad

etmək üçün elementdə işçi təzyiq boşluğu ilə birləşən a kanalı açılmışdır. Bu boşluqda (kamerada) mayenin təzyiq qüvvəsinə dönmə elementini kranın oturacağına sıxan qüvvəyə qarşı əks qüvvə yaranır.

Dönmə elementini işçi mayenin təzyiqi ilə yaranan qüvvələrdən azad etmək üçün silindrik oymaqlı kranlar tətbiq edilir (şəkil 2.7.23, b). Bunun yükədən azad edilməsi yuxarıda göstərilən kimidir. Burada kiplik 2 və 4 oymaqları ilə əldə edilir. Oymaqlar 1 yayı və hidravlik mühərriklə birləşən a və b kanallarındakı maye təzyiqlə döngəli zolotnikin 3 yastı səthinə sıxılmaqla kiplik yaranır.



Şəkil 2.7.23. Yastı zolotnikli kranlı hidravlik paylayıcısı

- a : 1 – döngəli bağlayıcı tənzimləyici element (yastı zolotnik)
 b : 1 – yaylar; 2, 4 – oymaqlar; 3 – döngəli zolotnik.

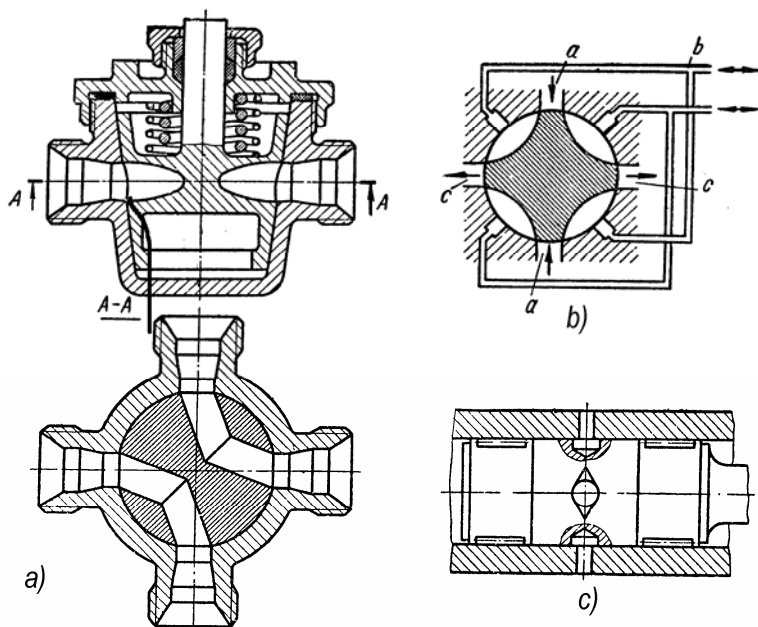
2.7.5. Kran hidravlik paylayıcıları

2.7.5.1. Kran hidravlik paylayıcıların iş prinsipi

Tıxacı kranlardan az sərf və kiçik təzyiqlərdə paylayıcı kimi istifadə edilir.

Kran paylayıcılarında silindrik və konusvarı olan, işçi element (tıxac) öz ətrafında fırlanır (şəkil 2.7.24, *a*). Kranın tıxacı mayenin statik təzyiq qüvvəsi ilə müvazinətləşməlidir. Əks halda o bir tərəfə sıxılaraq böyük sürtünmə qüvvəsi yarada bilər. Kranda müvazinətləşmə diametral, əks istiqamətdə olan mayenin tıxaca etdiyi təzyiqlə baş verir (şəkil 2.7.24, *b*). Maye *a* kanalı və hidravlik mühərrikin qidalanan *b* kanalı vasitəsilə verilir.

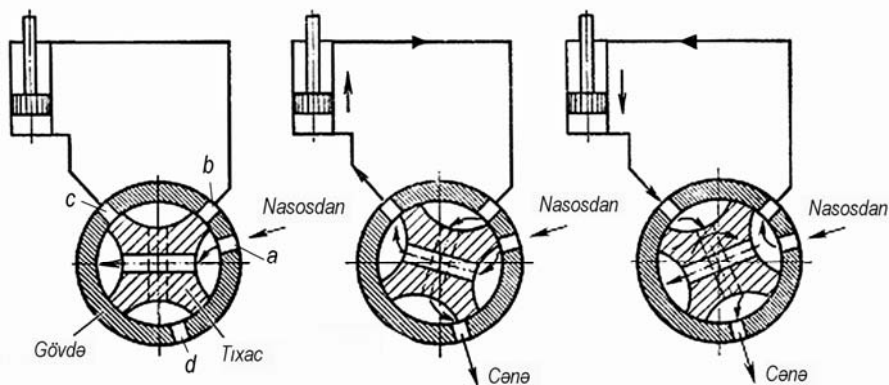
Çən isə *c* kanalı ilə birləşir.



Şəkil 2.7.24. Kran tipli paylayıcıların sxemləri

Sürtünməni azaltmaq üçün izləyici sistemin dönmə kranı yastıq yelləntisi (məsələn, iynəvarı tipli yastıqlarla) ilə mərkəzləşdirilir (şəkil 2.7.24, *c*). Kiplik, silindrik tıxaclı kranlarda onları sürtüb uyğunlaşdırmaq, konusvarı tıxaclarda isə kranı yuvasından çıxarmağa çalışan mayenin əks təzyiq qüvvəsindən böyük qüvvəyə malik olan yayla əldə edilir (şəkil 2.7.24, *a*). Yay maksimal işçi təzyiqə hesablandığından kiçik və sıfır təzyiqlərinə kranı döndərmək üçün böyük qüvvə tələb olunur (xüsusilə təzyiq hesablanmış kranlarda). Buna görə də belə kranlar təzyiqlər 10 MPa-dan az olduqda tətbiq edilir.

Şəkil 2.7.25-də güc silindrin işinin kran tipli paylayıcı vasitəsi ilə geniş yayılmış idarə edilmə sxemi verilib. Qidalandırıcı nasos *a*, çən *b* kanalları, *c* və *d* isə hidravlik mühərriklə birləşir.

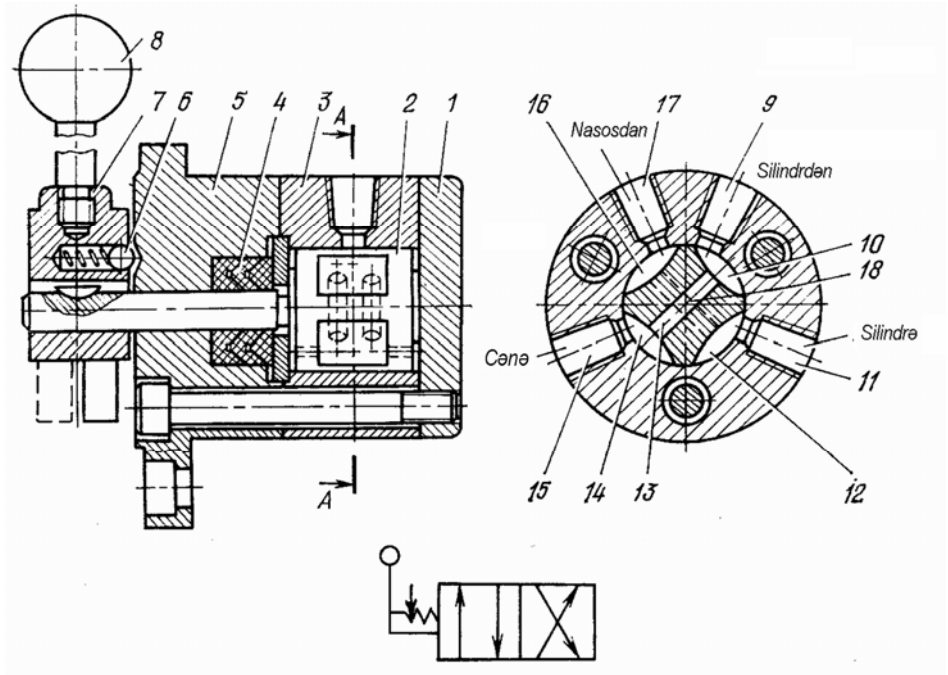


Şəkil 2.7.25. Tıxaclı kranın hidravlik intiqalın sisteminə qoşulmasının sxemi

Tıxaclı kranın bir-birinə perpendikulyar (normal) və bir-birilə kəsişməyən iki dəliyi vardır. Tıxac iki və ya çox bucaqlı vəziyyət tuta bilər. Belə kranlardan sərbəst paylayıcı və ya birinci (verici) pillə – idarə edən (pilot) paylayıcı kimi də istifadə edilir.

2.7.5.2. Г71-3 tipli kranlı hidravlik paylayıcısı

Sənayedə seriyalı istehsal olunan iki vəziyyətli silindrik tıxaclı Г71-3 tipli kranlı hidravlik paylayıcısının konstruksiyası və onun qrafiki işarəsi şəkil 2.7.26-də göstərilmişdir.



Şəkil 2.7.26. Г71-3 tipli kranlı hidravlik paylayıcısı
və onun qrafiki işarəsi:

1 – qapaq; 2 – tıxac; 3 – gövdə; 4 – kipləşdirici; 5 – flans; 6 – kürəvi fiksator; 7 – stupisa; 8 – dəstək; 9, 11 – hidravlik mühərriklə birləşdirən dəliklər; 10, 12, 14, 16 – kameralar; 13, 18 – kanallar; 15 – axıtma dəliyi; 17 – daxil olma dəliyi;

Kran gövdədən 3, flansdan 5, qapaqdan 1, tıxacdan 2, kipləşdiricidən 4, topdan 7, dəstəkdən 8 və kürəvi fiksatordan 6-

2.7. Hidravlik paylayıcılar

dan ibarətdir. Şəkildə tıxacın göstərilən vəziyyətində işçi maye dəlik 7-dən kamera 16-ya daxil olub, oradan tıxacdakı dəlik 18-dən (qırıq-qırıq xətlərlə işarə olunub) keçərək kamera 16-ya daxil olur və sonra gövdədəki dəlik 11-dən hidravlik mühərrikə və ya digər idarə olunan obyektə axır. Hidravlik mühərrikin digər boşluğundan çıxan maye axını paylayıcının 9 saylı dəliyinə daxil olur, sonra kamera 10-a və oradan kanalı 13-dən, kamera 14-dən və axıtma xətlə birləşən gövdədəki dəlik 15-dən keçərək, yenidən cənə qayıdır. Tıxacı saat əqrəbinin istiqamətində 45° bucağa döndərdikdə işçi maye axınının istiqaməti də dəyişir.

İstehsal olunan Г71-3 tipli kranlı hidravlik paylayıcıların əsas texniki parametrləri cədvəl 2.7.2-də verilmişdir.

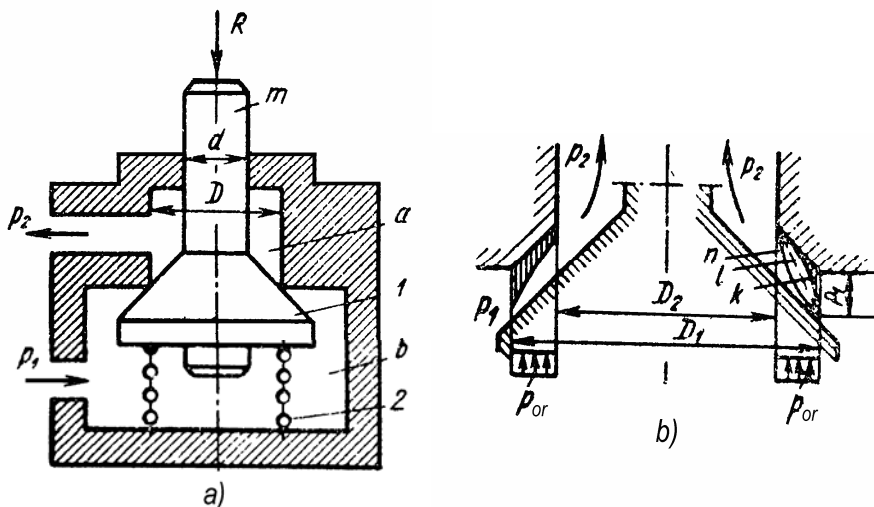
Cədvəl 2.7.2

Г71-3 tipli kranlı hidravlik paylayıcıların əsas texniki parametrləri

	Parametrlər	Kəmiyyət
1	Şərti keçid diametri d , mm	8
2	İşçi mayenin sərfi, $\text{dm}^3/\text{dəq}$ – nominal Q_{nom} – maksimal Q_{max}	8 12,5
3	Girişdəki təzyiq, MPa – nominal p_{nom} – maksimal p_{max}	20 25
4	Nominal sərfdə Q_{nom} təzyiq itkisi Δp , MPa (çox olmamaqla)	0,15
5	Nominal işçi təzyiqdə p_{nom} sızmalar ΔQ , $\text{sm}^3/\text{dəq}$, (çox olmamaqla)	100
6	Dəstəyi tərpədə bilən qüvvə P , H (çox olmamaqla)	30
7	Kütləsi, kq	3,7

2.7.6. Klapanlı paylayıcılar

Hidravlik sistemlərdə bəzi maşınlarda klapanlı paylayıcı tətbiq edilir. bunların hazırlanması daha sadə, istismarda möhkəm və bunlar yüksək (demək olar ki tam) kiplik yaradırlar (şəkil 2.7.27, a).



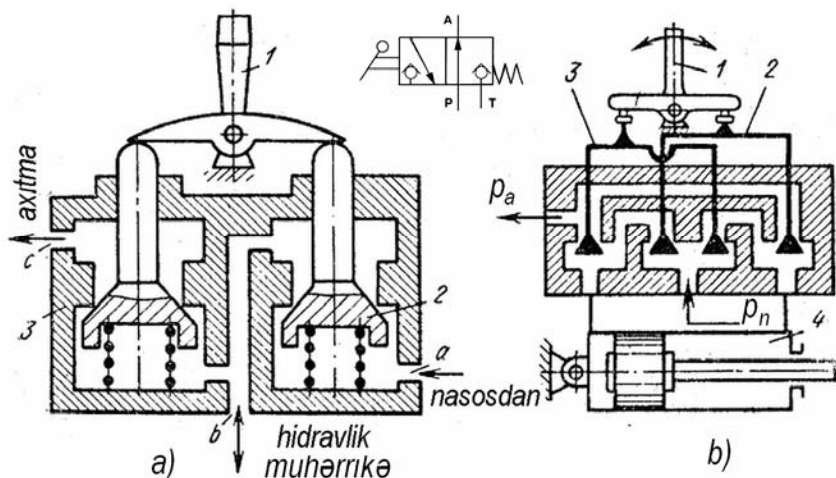
Şəkil 2.7.27. Klapanlı hidravlik paylayıcının elementləri

Klapanların bağlayıcı elementin əl, mexaniki və elektrotexniki tərtibatlar ilə hərəkət etdirilir. Əl ilə hərəkətə gətirilən klapanların ən geniş yayılanı yellənən lingli iki vəziyyətli üç xətlə hidravlik paylayıcıdır (şəkil 2.7.28, a). Bu şəkildə iki təsirli hidravlik mühərrikin bir boşluğuna qidalandırılan klapanın sxemi verilir. Yırğalanan lingin I neytral (orta) vəziyyətində hər iki klapan öz yuvalarında (yəhərlərdə) yerləşib, kanalları (a , b və c) bağlı vəziyyətə gətirirlər. Lingi sağa döndərdikdə hidravlik mühərrikin kanalı b nasosun a kanalına, sola hərəkət etdikdə çənin c kanalına birləşir.

Klapanlı dörd xətlə paylayıcının kanallarının sxemi şəkil

2.7. Hidravlik paylayıcılar

2.7.28, *b*-də verilir. *I* dəstəyini döndərdikdə bu və ya digər bir cüt klapən 2 və 3 ilə qüvvə silindrə mayeni ötürür.



Şəkil 2.7.28. Klapənli hidravlik paylayıcının sxemləri

Klapən yəhərdən ayrıldıqdan sonra onun sonrakı hərəkətini davam etdirən qüvvəni aşağıdakı düsturla hesablamaq olar:

$$R = p_1 F_1 + P_{yay} + P_s - p_2 (F_2 - f), \quad (2.7.13)$$

burada F_1 və F_2 – bağlayıcının D_1 və D_2 diametrli yuvanı qapadığı sahələrdir (şəkil 2.7.27, *b*); f – klapən ştokunun sahəsidir; P_s – sükunət halında axının sürünmə qüvvəsidir.

Bağlayıcı yəhərdən ayrıldıqdan sonra yayın gərilmə qüvvəsi P_{yay} və mayenin p_1 təzyiqinin dəyişmədiyini qəbul etsək, onda bağlayıcını yuvadan ayırdıqdan sonrakı hərəkətini təmin edən R_1 qüvvəsi bərabər olacaq:

$$R_1 = p_1 F_1 + P_{yay} + P_h - p_2 (F_2 - f) - p_{or} (F_1 - F_2), \quad (2.7.14)$$

2.7. Hidravlik paylayıcılar

burada P_h – mayenin hərəkətindəki sürtünmə qüvvəsidir;

$$p_{or} = \frac{p_1 + p_2}{2} \text{ aralıqdakı orta təzyiqdir.}$$

İki axırncı tənliklərdən görünür ki, R qüvvəsi R_I -dən $\frac{p_1 + p_2}{2}(F_2 - F_1)$ və mayenin sükunətdəki F_s və hərəkətdəki F_h sürtünmə qüvvələrinin fərqi qədər böyükdür. Bağlayıcı açıldıqdan sonra boşluqdakı təzyiq $p_I = p_2 + \Delta p$ qədər artır. Burada Δp – ikinci boşluqda bağlayıcı açıldıqdan sonra təzyiqin artımıdır. Uyğun olaraq konusvarı aralıqdakı orta təzyiq

$$p_{or} = \frac{p_1 + p_2 + \Delta p}{2}, \quad (2.7.15)$$

qədər artacaqdır. Onda:

$$\begin{aligned} R_I = p_1 F_1 + P_{yay} + P_h - (p_2 + \Delta p)(F_2 - f) - \\ - \frac{p_1 + p_2 + \Delta p}{2}(F_1 - F_2) \end{aligned} \quad (2.7.16)$$

alınır.

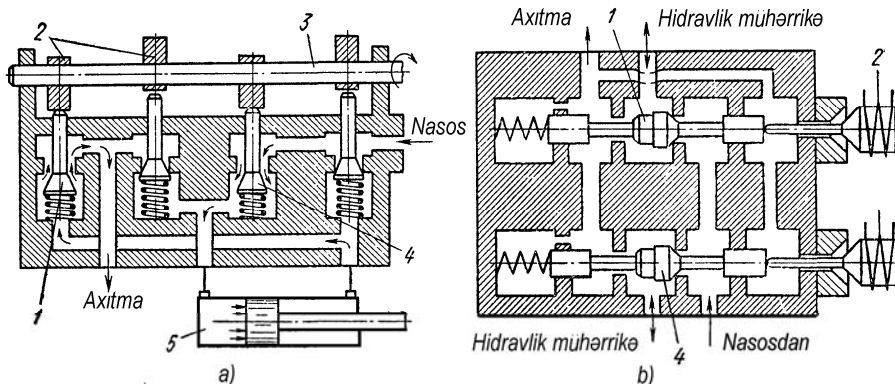
Alınan axırncı düsturda aralıqda təzyiqin düz xətlə (şəkil 2.7.27, l xətti) dəyişməsi nəzərdə tutulur. Aralıqda təzyiqin paylanması başqa şəkildə olarsa (şəkil 2.7.27, k və n xətləri), onda bu düsturda nəzərə alınmalıdır.

İstehsalatda yumruqucuqla idarə olunan klapanlı hidravlik paylayıcılar da istifadə olunurlar (şəkil 2.7.29, a).

Bu iki vəziyyətli hidravlik paylayıcının iş prinsipi aşağıdakı kimidir. Val 3 üstündə bir-birinə nisbətən lazımi bucaq altında dörd yumruqucuq 2 yerləşdirilmişdir. Val dönəndə yumruqucuqlar müvafiq klapanın l ştokuna təsir edərək, güc silindrin 5 boşluqlarına işçi mayenin daxil və xaric olunmasını təmin edirlər. Şəkildə göstərilən vəziyyətdə paylayıcıya nasosdan daxil olan

2.7. Hidravlik paylayıcılar

maye axını, klapan 4-dü keçərək, güc silindrinin 5 sol boşluğuna daxil olur. Silindrin sağ boşluğunda olan maye isə klapan 1 ilə axıtma xətti ilə çənə ötürülür.



Şəkil 2.7.29. Yumruqcuqla və elektromaqnitlə idarə olunan klapanlı hidravlik paylayıcının sxemləri

Digər iki klapanlar, yəhərlərdə oturaraq, müvafiq kanalları qapayır. Val dönəndə bu iki klapan açılır və işçi maye silindrin sağ boşluğuna daxil olur, sağ boşluğu isə tərk edir.

Şəkil 2.7.29, b-də üç vəziyyətli iki klapanlı düztəsirli elektromaqnitlə idarə olunan hidravlik paylayıcısının konstruktiv sxemi göstərilmişdir. Klapanların 1 və 4 açılıb-bağlanması elektromaqnitlər 2 və 3 ilə idarə olunur. Elektromaqnitlərin açılmış vəziyyətində hər iki klapan yayların təsiri ilə bağlanmış olurlar (neytral (0) vəziyyətdə), nasos xətti bağlı, hidravlik mühərriklərin giriş və çıxış kameraları (boşluqları) axıtma xətlə birləşdirilib.

Elektromaqnit 2 qoşulduqda klapan 1 yayı sıxaraq sol kənardakı vəziyyətə keçir və sol yəhərə sıxılır. Bununla hidravlik mühərriklərin bir işçi boşluğu basqı (nasos) xətlə, digər boşluğu isə axıtma xətlə birləşir. Elektromaqnit 2 açılanda və elektromaqnit 3 qoşulduqda klapan 1 bağlanır, klapan 4 isə açılır, və hidravlik

mühərrikə gedən xətlərdə maye axını istiqamətini dəyişir.

2.7.7. Zolotnikli hidravlik paylayıcıların konstruksiyaları

2.7.7.1. 1P203 tipli zolotnikli hidravlik paylayıcılar

1P203 tipli zolotnikli hidravlik paylayıcılar hidravlik sistemlərdə işçi maye axınının istiqamətin dəyişməsinə, dayandırılmasına və buraxılmasına xidmət edir. Bu tipli paylayıcıların tətbiq sahələri: dəzgahlar, məngənələr, avtomatik və yarımavtomatik sikl ilə işləyən sistemlər və qurğular (manipulyatorlar, çevik avtomatlaşdırılmış istehsalatlar (ÇAİ) RPI ilə olunan dəzgahlar və digər stasionar +1-dən +70°C kimi işləyən maşınlar.

Hidravlik paylayıcının daxilində işçi mayenin lazımi paylanması növünə və lazımi idarə olunma üsuluna görə seçilir. Bu hidravlik paylayıcıların idarə olunma üsulları: elektromaqnitlə; elektrohidravlik; hidravlik; dəstəli əl ilə; mexaniki ayaq əyləci (ayaq lingi) və ya diyircəklə ola bilər.

Hidravlik paylayıcının daxilində işçi mayenin paylanması növlərinin sxemləri paylayıcının pasportunun xüsusi cədvəldə verilir.

İşçi mayenin kinematik özlülüüyü 10... 400 sSt arasında ola bilər ($10...400 \text{ mm}^2/\text{san}$), mayenin təmizliyi 12 sinifdən aşağı olmamalı, süzgəcdən keçmiş mayenin tərkibində bərk hissəciklərin ölçüsü 25 mkm-dən kiçik olmalıdırlar. Bu tipli hidravlik paylayıcıların əsas texniki parametrləri cədvəl 2.7.3-də göstərilmişdir.

Bu tipli hidravlik paylayıcılar qurğuya birbaşa (borusuz) sıxışdırmaqla birləşdirilir. İkipilləli elektromaqnitlə və hidravlik üsulu idarə olunan 1P203 tipli zolotnikli hidravlik paylayıcının əndazə və birləşdirmə ölçüləri şəkil 2.7.30-də və onun müxtəlif

2.7. Hidravlik paylayıcılar

kanallarında (1...5) təzyiq itkisinin sərfdən asılılıqları $\Delta p = f(Q)$ (paylayıcın pasportundan) şəkil 2.7.31-də verilmişdir.

Elektromaqnitə və hidravlik (elektrohidravlik) üsulu ilə idarə olunmada tətbiq olunan elektromaqnitlərin əsas göstəriciləri cədvəl 2.7.4-də verilmişdir.

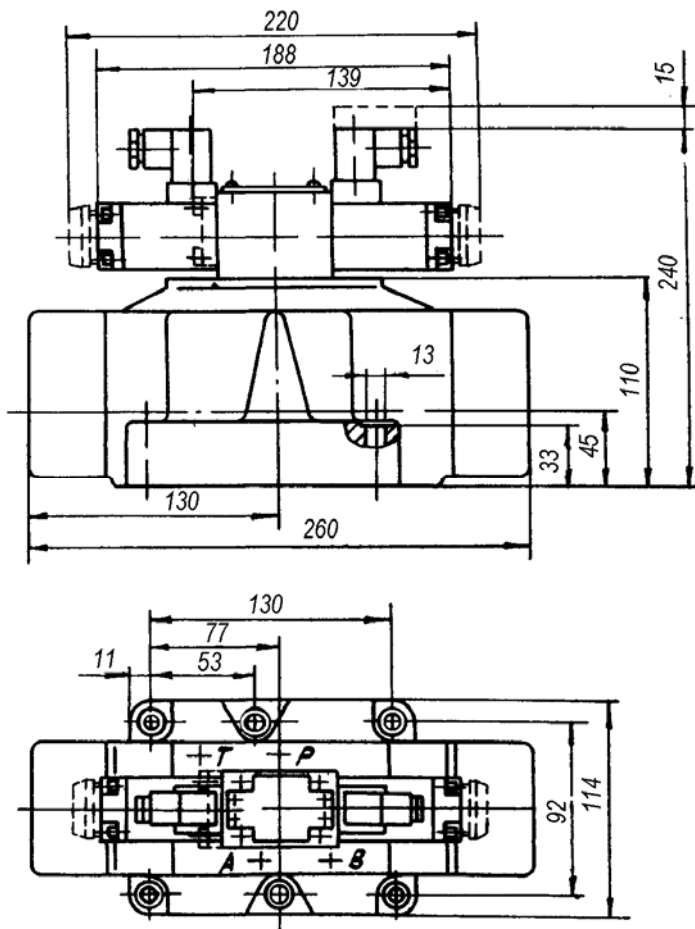
Cədvəl 2.7.3

1P203 tipli zolotnikli hidravlik paylayıcıların əsas texniki parametrləri ($d_s = 20$ mm)

	Parametr	Kəmiyyətlər
1.	Şərti keçid diametri d_s , mm	20
2.	Girişdəki təzyiq, MPa – nominal p_{nom} – maksimal p_{max} – minimal p_{min}	32 35 0
3.	İdarəetmənin təzyiqi, MPa	1,4...25
4.	İşçi mayenin , $\text{dm}^3/\text{dəq}$ – nominal sərfi Q_{nom} – $p = 32$ MPa təzyiqdə maksimal sərfi Q_{nom}	1200 500
5	Saatda iş tsikllərin maksimal sayı (elektrohidravlik idarə olunanda)	7200
6.	İşə düşmə vaxt tezliyi, san – işə düşmə vaxt müddəti – dayanma vaxt müddəti	0,04 0,04
7.	Maksimal daxili sızmalar ΔQ , $\text{sm}^3/\text{dəq}$	380...500
8.	Zolotniki neytral vəziyyətdən tərpədən qüvvə F , N	35
9.	Hidravlik paylayıcıda təzyiq itkisi Δp , MPa	pasportdan (şəkil 2.7.31)

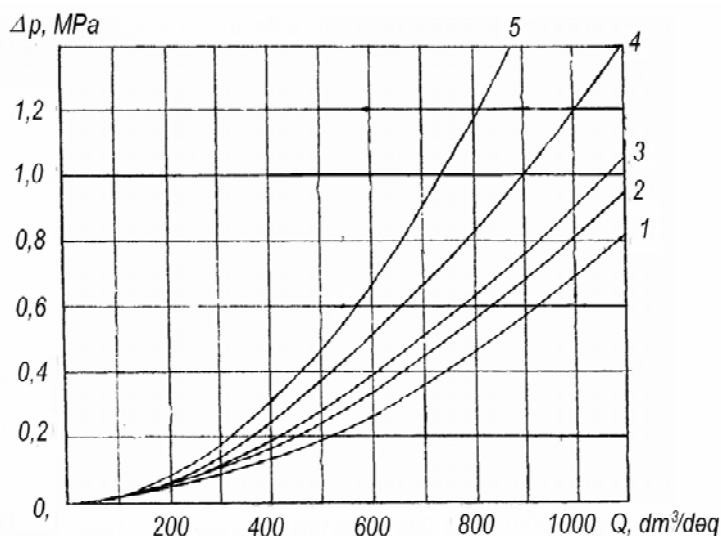
2.7. Hidravlik paylayıcılar

10.	Plunjerin idarəetmə addımı, mm, (az olmamaqla)	12
11.	Kütləsi, kq	15,9



Şəkil 2.7.30. İkipilləli elektromaqnitlə və hidravlik üsulu ilə idarə olunan 1P203 tipli zolotnikli hidravlik paylayıcının əndazə və birləşdirmə ölçüləri

2.7. Hidravlik paylayıcılar



Şəkil 2.7.31. Hidravlik paylayıcının müxtəlif kanallarında (1...5) təzyiq itkisi $\Delta p = f(Q)$ (paylayıcın pasportundan)

Cədvəl 2.7.4

Parametrlər	Norma	
	dəyişən cərəyan	sabit cərəyan
Gərginlik, V	24, 36, 110, 220, 380	12, 24, 48, 110
Cərəyanın tezliyi, Hc	50, 60 (220 V olduqda)	—
Sərf olunan güc, Vt	46	26
Buraxılma güc, VA	130	—
Sarığın temperaturu, °C,	100	100
1 saatda iş sıklığının sayı (çox olmamaqla)	7200	15000

2.7.7.2. *Üç vəziyyətli monobloklu hidravlik paylayıcısı*

Neft-mədən, həmçinin tikinti, yol və digər mobil maşınların hidravlik intiqallarında zolotnik növlü seksiyalı və monobloklu hidravlik paylayıcılar geniş tətbiq edilir.

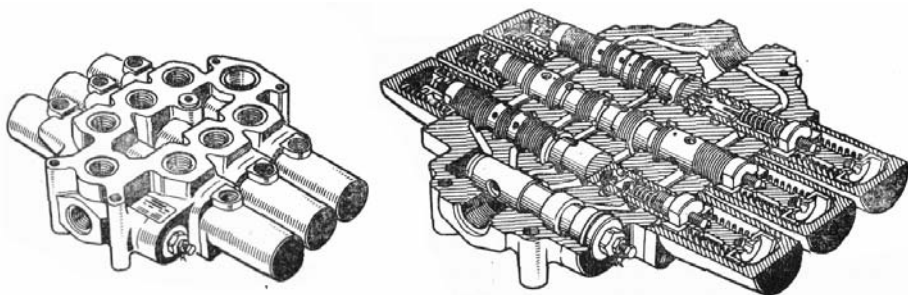
Hidravlik paylayıcılar növü və markası nominal təzyiqə, qidalandırıcı nasosun veriminə və hidravlik mühərriklərin sayına görə seçilir. Yüngül və orta rejimlərdə işləyən hidravlik intiqallar üçün adətən ayı-ayrı bloklu – seksiyalı paylayıcılar, ağır və daha ağır rejimlərdə isə monobloklu paylayıcılar tətbiq edilir.

Çox vəziyyətli zolotnikli hidravlik paylayıcıların köməyi ilə maşının işi tsiklində əməliyyatlar əvəzlənməklə bir neçə icraedici mexanizmləri növbəli və ya eyni vaxtda idarə etmək olar.

Çoxzolotnikli hidravlik paylayıcılar gövdənin konstruktiv quruluşuna görə *seksiyalı* və *monobloklu* olurlar.

Seksiyalı hidravlik silindrlərdə zolotniklər vahid blokda birləşən ayı-ayrı bölmələrdə yerləşdirilir. Qoruyucu, axıdıcı və əks klapınlar isə adətən onların basqı bölməsində yerləşdirilir.

Monobloklu (bütöv tökməli gövdəli) konstruksiyalarda bütün zolotniklər, axıdıcı və qoruyucu klapınlar, həmçinin çox vaxt əks klapınlar bir gövdədə yerləşdirirlər (şəkil 2.7.32).



Şəkil 2.7.32. Üç zolotnikli monobloklu hidravlik paylayıcının ümumi görünüşü və uzununa kəsiyi

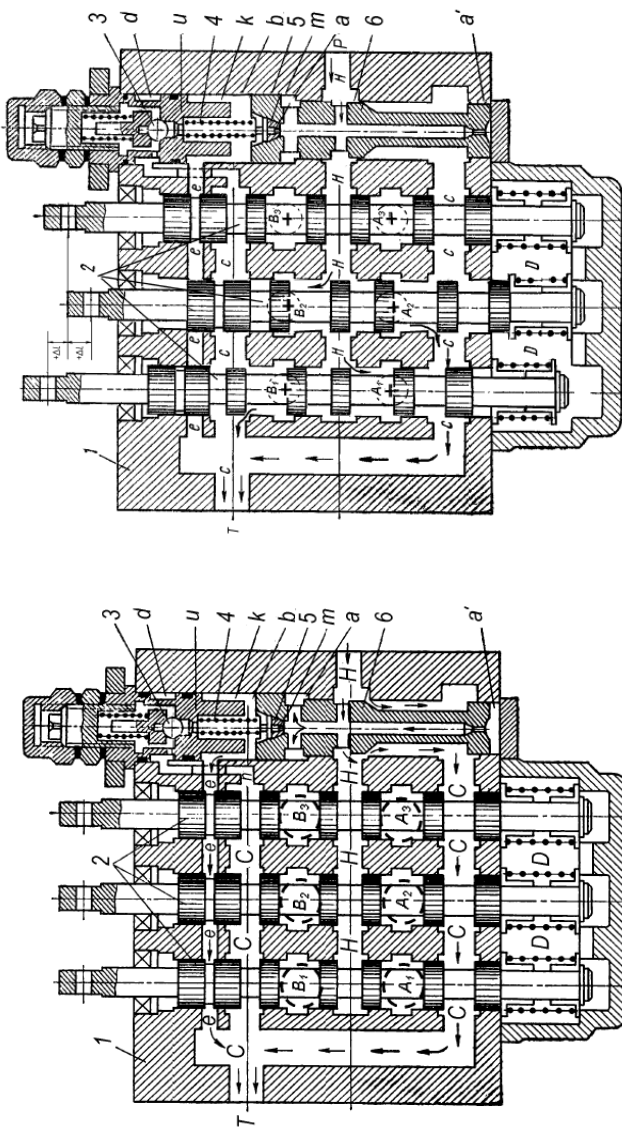
Monobloklu üç vəziyyətli üç zolotnikli dörd xətlili hidravlik paylayıcının daxili quruluşu 2.7.33, *a* sayılı şəkildə verilmişdir.

Paylayıcının gövdəsində 1 üç zolotniklərlə 2 bərabər axıtma klapanı 6 və kürəvi qoruyucu hidravlik klapan 3 yerləşdirilmişdir. Axıtma klapanının 6 borucuğunda sakitləşdirici (dempfer) 5 dəliyi *m* və bir neçə uzununa və eninə kanallar açılmışdır. Hidravlik paylayıcının zolotnikinin neytral vəziyyətində dempferin kanallarında təzyiq aşağı düşür, odur ki, *a* kamerasında təzyiq *k* kamerasındakından yüksəkdir və bunun nəticəsində axıtma klapanı 6, 4 sayılı yayı sıxıb, qalxır. Bu halda *H* kanalı ilə *C* kanalı əlaqələnir və zolotnikin neytral vəziyyətində işçi maye nasosdan *H* kanalına daxil olub, və, axıtma klapanından keçərək, bilavasitə boşaldıcı hidravlik xəttə *T*-yə daxil olur və oradan hidravlik çənə ötürülür.

Zolotnikin aşağı hissəsində yerləşdirilmiş *D* yayı zolotniklərin səlis işləməsini təmin edir. *D* yayı iki tərəfdən borucuqlarla sıxılmışdır. Zolotnikin qalxması və düşməsi zamanı həmin borucuqlar *D* yayını daha da bərk sıxır. Zolotniki idarə edən rıçaq (dəstək) azad olunan vaxtı, yayın təsiri ilə zolotnik neytral vəziyyətə qaydır.

Hidravlik paylayıcının üç zolotnikinin hər biri ayrılıqda öz hidravlik mühərrikini maye ilə təmin edə bilər.

İstiqamətləndirici zolotniklərin 2 biri yuxarı qalxma momentində (şəkil 2.7.33, *b*, sol zolotnik) *e* kanalı bağlanır və *a*, *a'* və *b* kanallarında təzyiqlər bərabərləşir, axıtma klapanın zolotniki 6 aşağı enir, *H* kanalı ilə *C* kanalı arasında əlaqə kəsilir, və maye axını *H* kanaldan istiqamətləndirici zolotnikin *A* kanalına daxil olub, hidravlik mühərrikin girişinə ötürülür. Hidravlik mühərrikdən qayıdan maye axını həmin istiqamətləndirici zolotnikin *B* kanalına daxil olub, oradan axıdıcı kanal *C* vasitəsilə *T* çıxışdan çənə ötürülür.



Şəkil 2.7.33, *a*. Qoruyucu və axıdıcı klapanları daxilində olan üç vəziyyətli vahid bloku hidravlik paylayıcının sxemi (zolitniklər (2) neytral vəziyyətdədirlər)

Şəkil 2.7.32, *b*. Üç vəziyyətli vahid bloku hidravlik paylayıcının sol və orta zolitniklərin iş zamanı sxemi (sol zolitnik – yuxarı; orta – aşağı; sağ – neytral vəziyyətdədir)

Zolotniklərin 2 biri aşağı endirmə momentində isə (şəkil 2.7.33, *b*, orta zolotnik) yenidən *e* kanalı bağlanır. Lakin, maye axını *H* kanaldan həmin zolotnikin *B* kanalına daxil olub, oradan hidravlik mühərrikə ötürülür və qayıdan maye axını həmin istiqamətləndirici zolotnikin *A* kanalına daxil olub, və sonra axıdıcı kanal *C* vasitəsilə *T* çıxışdan xaric olunur.

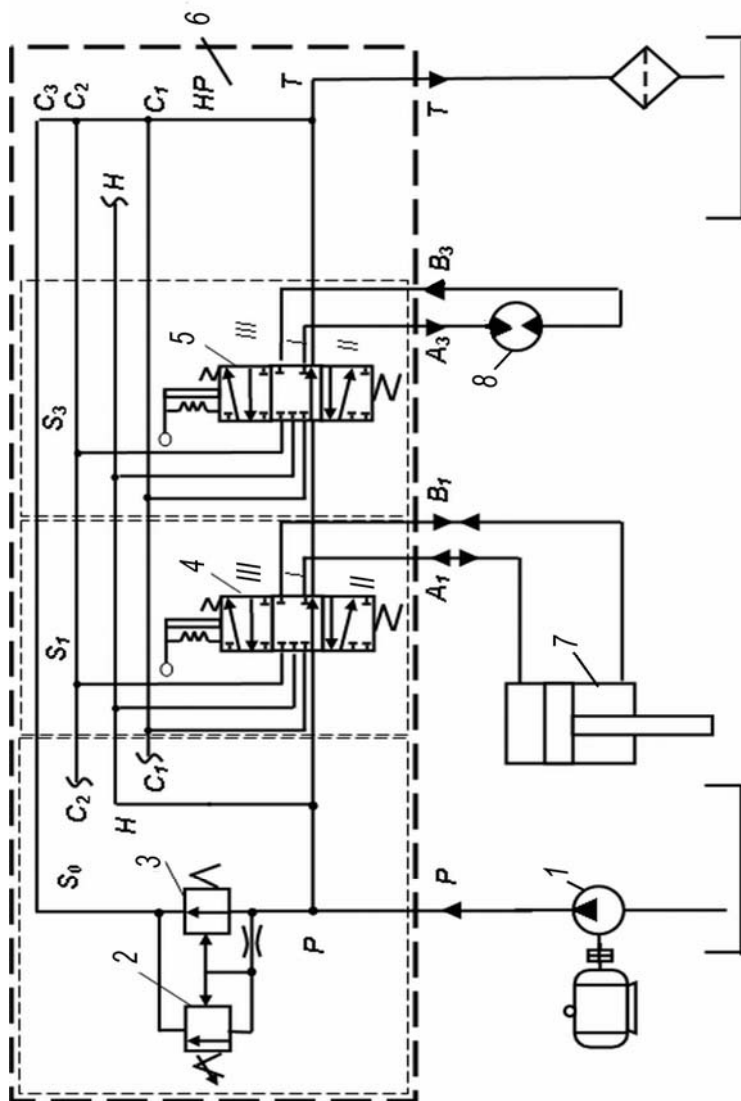
Hidravlik sistemdə təzyiqi tənzim etmək üçün qoruyucu klapan 3 istifadə edilir. Bu klapan üzərində tənzimləyici vint qoyulmuşdur, hansı ki onun köməyi ilə hidravlik sistemdə təzyiqi normal vəziyyətə gətirmək olur.

Əgər sistemdə təzyiq qoruyucu klapanın əvvəlcədən köklənmiş təzyiq çox artarsa, onda klapanın 3 diyircəyi yuxarı qalxır və mayenin ümumi axma xəttinə olan yolu da həmçinin bağlanır. Bu zaman maye *d* kamerasından və *n* kanalından keçərək *C* axıtma hidravlik xəttə daxil olur. Bundan sonra axıdıcı hidravlik klapanın 6 zolotniki neytral vəziyyətində olduğu kimi qeyri-taraz vəziyyətə düşür, yuxarı qalxır və işçi maye birbaşa hidravlik çənə süzülür (bu klapanın konusvari səthindən və boşluqdan keçməklə baş verir). Təzyiqin düşməsindən sonra qoruyucu klapan bağlanır və həmçinin boşaldıcı (axıtma) hidravlik klapan 6 da bağlanır.

Şəkil 2.7.33-də göstərilmiş monobloklu hidravlik paylayıcının markası – ГР 3 16-II-10-dur, buradakı işarələr: Г – hidravlik; P – əl ilə idarə etmə; 3 – üç zolotnikli; 16 – şərti diametr, mm-lə; II – maye selinin paralel paylanması; 10 – 10 MPa-la hesablanmış qoruyucu klapan.

Hidravlik paylayıcının zolotnikləri 4 xətli (*P*; *A_i*; *B_i* və *T* xətlər) və üç (*I*, *II* və *III*) vəziyyətlidirlər.

Şəkil 2.7.34-də həmin monobloklu hidravlik paylayıcının iki hidravlik mühərrikli hidravlik intiqalının sxeminə qoşulması və paylayıcının daxilində axınlarının paylanması göstərilmişdir. Bu sxemdə: 1 – qidalandırıcı nasos; 2 – paylayıcının daxilindəki axıdıcı klapan; 3 – qoruyucu klapan; 4, 5 – zolotniklər; 7 –



Şəkil 2.7.34. İki zolotnikli monobloklu hidravlik paylayıcının
paralel işləyən iki hidravlik mühərrikli hidravlik itiqalına
birləşdirmə sxemi

2.7. Hidravlik paylayıcılar

hidravlik mühərrik – güc silindri; 8 – hidravlik mühərrik – hidravlik motor; 6 – hidravlik paylayıcı bütövlükdə; A_1 ; A_2 ; A_3 ; B_1 ; B_2 ; B_3 – hidravlik mühərriklərlə birləşdirici hidravlik paylayıcının çıxış və giriş dəlikləri; P ; H ; C ; T – hidravlik paylayıcıda daxilində kanallar – hidravlik xətlər; I , II , III – hidravlik paylayıcının zolotniklərinin mümkün vəziyyətləri. S_o , – köməkçi seksiya; S_1 , S_3 – zolotniklər seksiyaları (bölmələri). Bu sxemdə üç zolotniklərdən ikisi (birinci və üçüncü) istismar olunur (S_2 zolotnik seksiyası göstərilməyib).

Bu monobloklu hidravlik paylayıcının əsas texniki parametrləri cədvəl 2.7.5 verilib və onun hidravlik xarakteristikası – paylayıcının kanallarında təzyiq itkisinin zolotnikin müxtəlif vəziyyətlərində sərfdən asılılığı $\Delta p_p = f(Q)$ şəkil 2.7.35-də göstərilir.

2.7.8. Hidravlik paylayıcıların hidravlik intiqalına birləşdirilmə sxemləri

İcra edici mexanizmlərin idarə olunması üçün hidravlik paylayıcıların daxilində kanalları müxtəlif: paralel, ardıcıl və fərdi (şəkil 2.7.36) birləşmə sxemlərinə malik ola bilirlər.

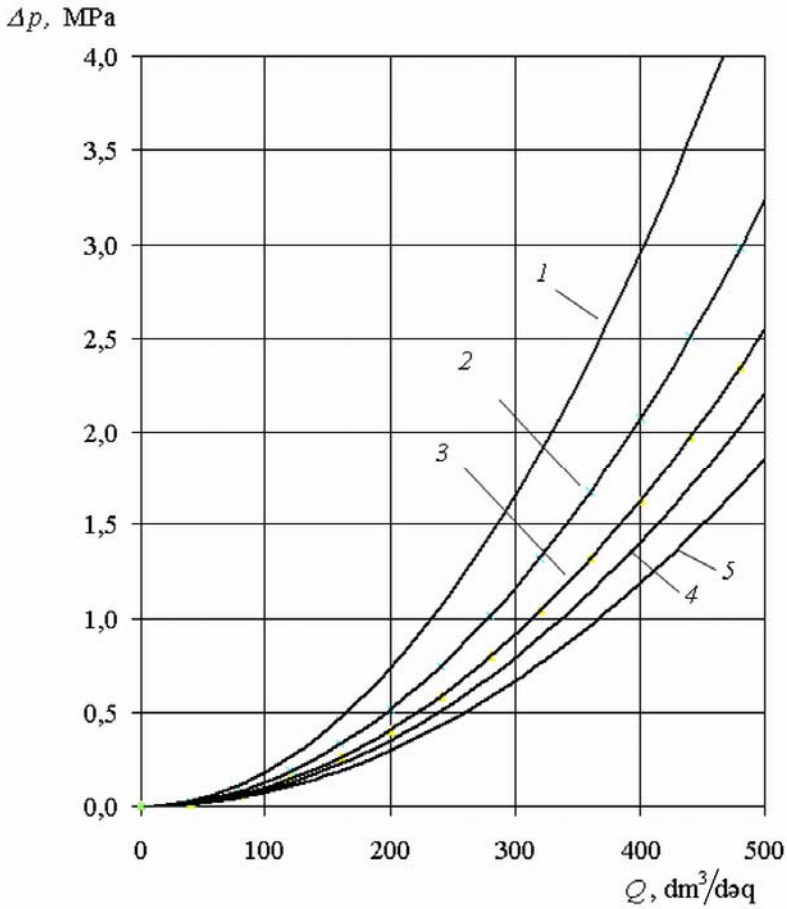
Paralel sxemdə (şəkil 2.7.36, *a*) basqı kanalı (I və 2) eyni zamanda bir neçə hidravlik mühərriki (6 və 7) nasosla paylayıcı seksiyalar (3 və 4) vasitəsi ilə birləşdirməyə imkan verir. Hidravlik mühərriklərin çıxış xətləri bir-biri ilə və hidravlik paylayıcının boşalma xəti 5 ilə birləşir. Bu zaman hidravlik paylayıcıya daxil olan maye sərfi işə düşmüş hidravlik mühərriklər arasında onların xarici yükləmələrinə tərs mütənəşib olaraq bölünür.

Ardıcıl sxemdə (şəkil 2.7.36, *b*) hidravlik paylayıcıda kanalların birləşməsi əməliyyatın bir axımdan iki və ya bir neçə hidravlik mühərriklə yerinə yetirilməsinə imkan verir. Bu halda birinci hidravlik mühərrikin 6 boşalma xətti ikinci hidravlik

Monobloklu ГР 316-II-10 markalı hidravlik paylayıcının
əsas texniki nominal parametrləri

	<i>Parametrlər</i>	<i>Norma</i>
1	Şərti diametr, mm	20
2	Girişdə təzyiq, MPa – nominal – maksimal – minimal	32 35 0
3	İdarəetmə təzyiqi, MPa: – maksimal – minimal	25 1,4
4.	Axıtma xəttində maksimal təzyiq, MPa	0,05
5.	Sərf, dm ³ /min: – nominal – maksimal (32 MPa təzyiqdə)	200 500
6	Saatda maksimal sikllərin sayı (elektrohidravlik idarə olunan hidravlik paylacılar üçün)	7200
7	Nominal təzyiqdə və sərfdə bir siklin maksimal müddəti, dəq: – zolotniki neytral vəziyyətə yayla qayıdan hidravlik paylacılar üçün – zolotniki neytral vəziyyətə hidravlik üsul ilə qayıdan hidravlik paylacılar üçün	10 60
8	Nominal təzyiqdə və sərfdə işə düşmə vaxtı, san (çox olmamaqla)	0,04
9	Daxili maksimal sızmalar, sm ³ /dəq, (çox olmamaqla)	300
10	İdarəetmə qüvvəsi, N (çox olmamaqla)	35
11	Təzyiq düşküsinin maye sərfindən asılılığı	qrafiklər (şəkil 2.7.34)
12	Zolotnikin maksimal yerdəyişməsi, mm (az olmamaqla)	12
13	Kütləsi	15,9

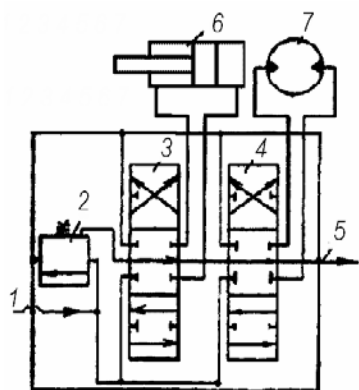
2.7. Hidravlik paylayıcılar



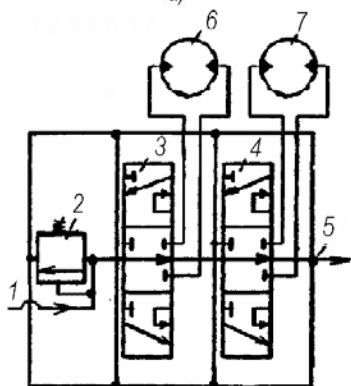
Şəkil 2.7.35. Monobloklu üç seksiyalı hidravlik paylayıcının nümunəvi xarakteristikası.

Birinci və üçüncü zolotniklər üçün paylayıcının daxilində axınlar:

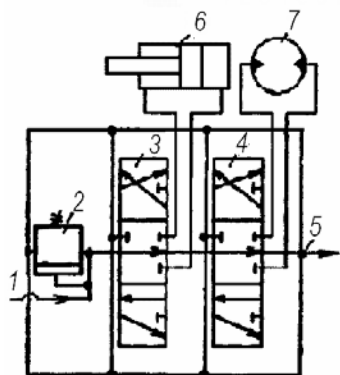
$$1 - A_1(B_1) \rightarrow T; \quad 2 - A_3(B_3) \rightarrow T; \quad 3 - P \rightarrow A_3(B_3); \\ 4 - P \rightarrow A_1(B_1); \quad 5 - P \rightarrow T$$



a)



b)



c)

Şəkil 2.7.36. Hidravlik paylayıcıların hidravlik intiqalına qoşulma sxemləri

- a* – iki hidravlik mühərrik paralel qoşulmaqla;
- b* – iki hidravlik mühərrik ardıcıl qoşulmaqla;
- c* – iki hidravlik mühərrik fərdi qoşulmaqla

1 – işçi mayenin girişi,
2 – baskı seksiyası,
3, 4 – işçi seksiyalar;
5 – axıtma xətti;
6, 7 – hidravlik mühərriklər (hidravlik silindr və hidravlik motor)

mühərrikin 7 basqı xətti ilə birləşir. Eyni zamanda işləyən hidravlik mühərriklərdən sonuncunun çıxış hidravlik xətti boşalma xətti ilə 5 birləşir. Hər bir mühərrik üçün işçi maye sərfi eyni olur ki, bu isə eyni vaxtda bir neçə hidravlik mühərrikin eyni sürətdə işləməsini təmin edir. (Qeyd edək ki, belə qoşulma sxemində, hidravlik silindr birtərəfli ştoklu olarsa, hidravlik motorun dövrlər sayı ştokun istiqamətindən asılıdır). Lakin, belə birləşmə sxemində hər bir növbəti hidravlik mühərrikdə işçi mayenin təzyiqi özündən əvvəlki hidravlik mühərrikin çıxışındakı təzyiqə bərabər olur, giriş hidravlik xətlərindəki təzyiq isə işə salınmış hidravlik mühərriklərin müqavimətlərinin cəmi ilə təyin olunur.

Fərdi sxemdə (şəkil 2.7.36, c) hidravlik paylayıcıların kanallarının birləşməsi bütün işçi maye axının yalnız bir hidravlik mühərrikə daxil olmasını təmin edir. Göstərilən sxemdə birinci hidravlik mühərrik 6 işə salındıqda işçi mayenin növbəti 7 hidravlik mühərrikdəki girişi qapanır. Növbəti hidravlik mühərriki 7 işə salmaq üçün əvvəlki hidravlik mühərriki 6 dayandırmaq lazımdır. Belə sxem icraedici mexanizmləri növbə ilə işə salınan hidravlik sistemlər üçün təyin olunmuşdur və mobil maşınların hidravlik intiqallarında geniş tətbiq olunur.

2.8. AXIN TƏNZİMLƏYİCİLƏRİ

Axın tənzimləyiciləri (maye sərf tənzimləyiciləri) hidravlik sistemlərdə ötürülən işçi maye axını təzyiqinin dəyişməsindən asılı olmayaraq verilən sərfin sabit saxlanmasına xidmət edir. Axın tənzimləyicisi bir neçə hidravlik aparatlardan, o cümlədən tənzimləyici drosseldən və reduksiya klapanından (drosselləşdirici zolotnikdən) ibarətdir. Tənzimləyici drossel maye axının sərfini təyin edir, reduksiya klapanı isə bu drosseldəki təzyiq düşküsünü dəyişməz saxlayaraq və bununla sərfin qiymətini avtomatik olaraq sabit saxlayır. Reduksiya klapanı axın tənzimləyicilərində iki vəziyyətdə yerləşdirilə bilər:

- tənzimləyici drossellə ardıcıl;
- tənzimləyici drossellə paralel.

Reduksiya klapanı tənzimləyici drossellə ardıcıl yerləşdirdikdə axın tənzimləyici aparat iki xətlə (bir giriş və bir çıxış), paralel yerləşdirdikdə isə üç xətlə (bir giriş və iki çıxış) olurlar.

Axın tənzimləyiciləri hidravlik intiqalın sistemində hidravlik mühərriklə ardıcıl (mühərrikdən qabaq və ya sonra) və paralel vəziyyətdə istifadə olunur.

2.8.1. Ardıcıl birləşən klapanlı axın tənzimləyicisi

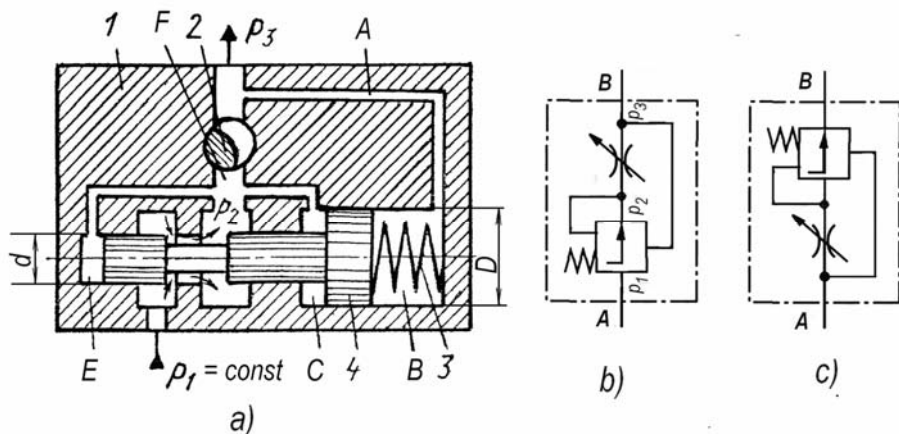
2.8.1.1. Ardıcıl birləşən klapanlı axın tənzimləyicisinin iş prinsipi və konstruksiyası

Ardıcıl birləşən klapanlı axın tənzimləyicisi konstruktiv olaraq, aşağıdakı elementlərdən ibarətdir (şəkil 2.8.1): gövdə 1-də tənzimləyən drossel 2 və zolotniklə 4 və yaydan 3 ibarət olan reduksiya klapanı yerləşir. Zolotnikin B boşluğu A kanalı vasitəsilə tənzimləyicinin drosseldən sonra – çıxışındakı p_3 təzyiqli axınla birləşir. E və C boşluqları isə drosselə qədər p_2 təzyiqli F boşluğu

2.8. Axın tənzimləyiciləri

ilə birləşirlər. Bu sxemdə reduksiya klapanı tənzimləyən drosseldən qabaq yerləşdirilmişdir.

Tənzimləyicinin girişində təzyiq p_1 sabit saxlanılır (məsələn, axıtma klapanının köməyi ilə). Tənzimləyicinin iş prinsipi aşağıdakından ibarətdir: işçi maye p_1 təzyiqi ilə işçi aradan keçərək, nəticədə F boşluğundakı təzyiq p_2 qiymətinə qədər aşağı düşür, drosselə 2 daxil olur və drosselin hidravlik müqavimətini aradan qaldıraraq, nəhayət, tənzimləyicinin çıxışında təzyiq p_3 qiymətinə kimi azalır.



Şəkil 2.8.1. Ardıcıl birləşən reduksiya klapanlı axın tənzimləyicisinin prinsipial sxemi (a) və onun şərti qrafiki işarələri: reduksiya klapanı tənzimləyici drosseldən qabaq (b) və sonra (c) yerləşdirilib

Reduksiya klapanının zolotnikinin müvazinət vəziyyətində sürtünmə qüvvəsi nəzərə alınmamaqla, ona təsir edən qüvvələrin cəbri cəmi «0»-a bərabər olur:

$$p_3 \frac{\pi D^2}{4} + P_{yay} = p_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) + p_2 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (2.8.1)$$

burada D , d – zolotnikin böyük və kiçik kəmərciklərinin uyğun diametrləri; p_2 – reduksiya klapanından sonra F boşluğundakı təzyiq; p_1 və p_3 – tənzimləyicinin girişdəki və çıxışdakı təzyiqləri; P_{yay} – yay ilə yaranan qüvvə.

Tənzimləyici drosseldə təzyiq düşküsü:

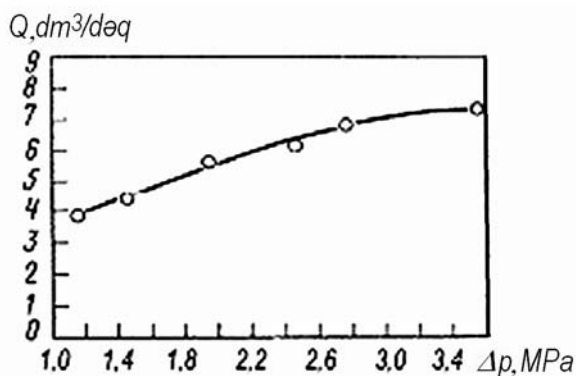
$$\Delta p = p_3 - p_2 = \frac{4P_{yay}}{\pi D^2} = Const. \quad (2.8.2)$$

p_3 təzyiqi artdıqda, drosseldə təzyiq düşküsü kiçilir və sərf azalır. Amma eyni zamanda zolotnik sola doğru yerini dəyişir, nəticədə reduksiya klapanında işçi yarığın müqaviməti azalır, müvafiq olaraq, p_2 təzyiqi artır, drosseldəki təzyiq düşküsü Δp bərpa olunur və sərf yenidən verilən qiymətə bərabər olur. p_3 təzyiqi azaldığı halda zolotnik sağa doğru yerini dəyişir, p_2 təzyiqi həmçinin azalır, tənzimləyici drosseldəki təzyiq düşküsü isə dəyişməz qalır.

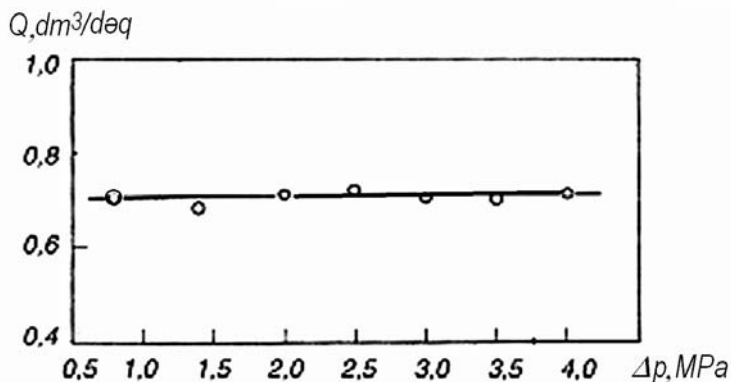
İki xətlə axın tənzimləyiciləri hidravlik intiqalın sistemində hidravlik mühərriklə ardıcıl: mühərrikdən qabaq və ya sonra, və mühərriklə paralel hidravlik sisteminin budaqlanma xəttində yerləşdirə bilirlər.

2.8.1.2. $\Gamma 77-11$ tipli ardıcıl birləşən klapanlı axın tənzimləyicinin

Qeyd olunduğu kimi, hidravlik intiqalın işini adi drossel ilə (məsələn, $\Gamma 77-11$ tipli drossellə) tənzimləyəndə hidravlik mühərrikin çıxış bəndinin sürəti yükləmədən asılı olur (şəkil 2.8.2, *a*, Δp – drosseldəki təzyiq düşküsüdür, reduksiya klapanı yoxdur), axın tənzimləyicisini (məsələn, $\Gamma 55-21$ tipli drosseldən) istifadə etdikdə isə mühərrikin çıxış bəndinin sürəti praktiki olaraq yükləmədən asılı olmur (şəkil 2.8.2, *b*, Δp – axın tənzimləyicisində təzyiq düşküsüdür).



a)



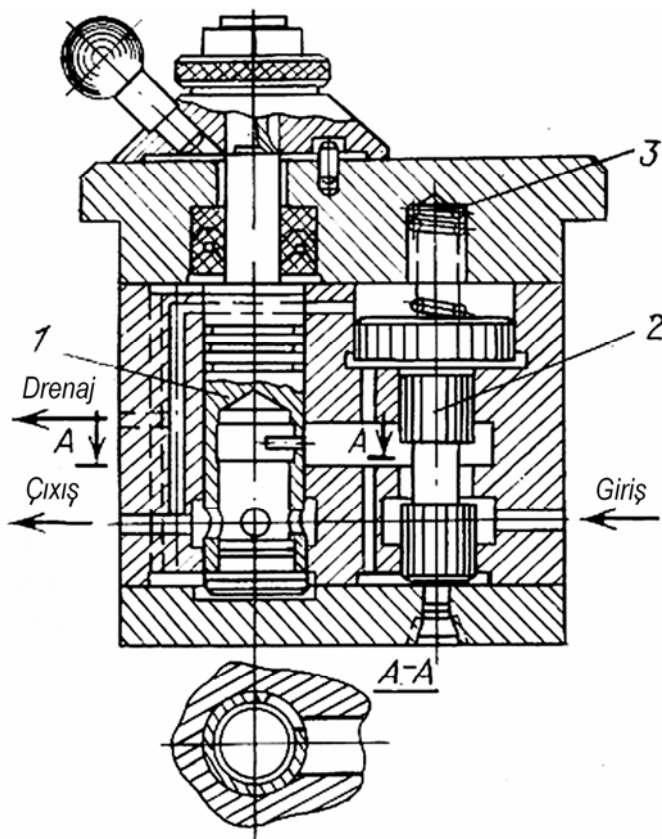
b)

Şəkil 2.8.2. $\Gamma 77-11$ tipli adi tənzimlənən drosselin (a) və $\Gamma 55-21$ tipli axın tənzimləyicisinin (b) təcrübi $Q = f(\Delta p)$ xarakteristikaları

$\Gamma 55-21$ tipli axın tənzimləyicisinin konstruktiv sxemi şəkil 2.8.3 göstərilmişdir. Tənzimləyicidən keçən maye axının sərfi drossel 1 vasitəsilə müəyyənləşdirilir. Drosseldə təzyiq düşküünün sabitliyi isə zolotnikli reduksiya klapan 2 ilə təmin olunur. Hidravlik mühərrikini yükləmənin azalıb artması ilə

2.8. Axın tənzimləyiciləri

əlaqədar drosseldəki təzyiq düşküsi Δp dəyişdikdə reduksiya zolotnikin vəziyyəti avtomatik olaraq dəyişir, nəticədə onun hidravlik müqaviməti lazımi istiqamətdə dəyişərək keçən maye axının sərfini ilkin müəyyənləşdirilmiş qiymətə qaytarır.



Şəkil 2.8.3. Ardıcıl birləşən reduksiya klapanlı
Γ55-21 tipli axın tənzimləyicinin
konstruksiyasının sxemi

Γ55-2 tipli axın tənzimləyicilərinin texniki xarakteristikaları cədvəl 2.8.1-də verilmişdir.

2.8. Axın tənzimləyiciləri

Konstruksiyaya görə axın tənzimləyicilərində zolotnikli reduksiya klapanı tənzimləyici drosseldən qabaq və ya sonra yerləşdirilə bilər və konstruksiyaya qoruyucu klapan da əlavə oluna bilər.

Cədvəl 2.8.1

Γ55-2 tipli axın tənzimləyicilərin
texniki xarakteristikaları

Parametrlər	Axın tənzimləyicinin növu		
	Γ55-21	Γ55-23	Γ55-24
Sərf, dm^3/san :			
– nominal	0,133	0,584	1,17
– minimal	0,01	0,002	0,002
Təzyiq, MPa:			
– nominal	6,4		
– minimal	0,5		
Sərfin sabitliyi, %	± 10		
Kütləsi, kq	4,6	10,3	10,3

Axın tənzimləyicilərinin xarakteristikaları (maye axın sərfinin sabit saxlanması) müəyyən səviyyədə keçən maye axının temperaturundan asılıdır, hansı ki drosselin və zolotnik işçi keçid pəncərələrin sərf əmsallarına təsir edir. Adətən, istehsalatda tətbiq olunan axın tənzimləyicilərində müəyyənləşdirilmiş maye axının sərfi temperaturdan asılı olaraq (10...12)% intervalında dəyişir

2.8.1.3. Ardıcıl yerləşən fərqlər klapanlı axın tənzimləyicinin işinin qrafiki təsviri

Yuxarıda qeyd olunduğu kimi, axın tənzimləyicisi tənzimləyici drosseldən və avtomatik tənzimlənən klapanndan ibarətdir. Klapan tənzimləyici drossellə ardıcıl yerləşdikdə – bu drosseldə təzyiq düşküsünü sabit saxlayan (təzyiqlər fərqi) klapanıdır.

Tənzimləyici drossel və klapan ardıcıl olduğundan onların hidravlik müqavimətləri cəmlənir (şəkil 2.8.4, a):

$$\Delta p_t = \Delta p_{dr} + \Delta p_{kl}, \quad (2.8.3)$$

və tənzimləyicinin girişdəki təzyiq:

$$p_1 = p_3 + \Delta p_{dr} + \Delta p_k = p_3 + \Delta p_t, \quad (2.8.4)$$

haradakı $\Delta p_{dr} = p_3 - p_2$; $\Delta p_k = p_2 - p_1$ (şəkil 2.8.1).

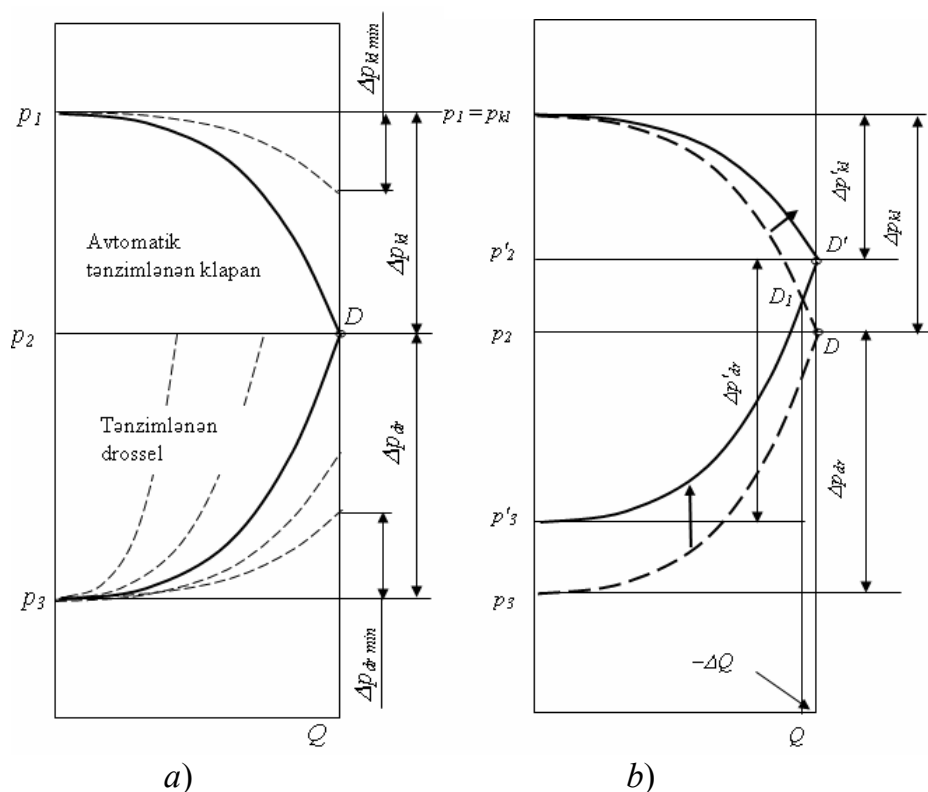
Drosseldən və klapanndan keçən maye sərfələri isə eynidir:

$$Q = Q_{dr} = Q_k \quad (2.8.5)$$

Hidravlik mühərrikdən qabaq yerləşən axın tənzimləyicisinin girişdə p_1 təzyiqində (axıdıcı klapanın kökləmə təzyiq bərabər: $p_1 = p_{kl}$) sərfin ilkin tənzimlənməsi drossel vasitəsi ilə aparılır. Klapanın zolotniki isə avtomatik olaraq onun yan səthlərinə təsir edən təzyiqlər qüvvələrinin bərabər olduğu vəziyyəti alır (şəkil 2.8.1 və şəkil 2.8.4, a).

Drosselin girişindəki təzyiq (baxdığımız halda drossel klapanndan sonra yerləşir) p_2 , drosselin çıxışındakı təzyiq isə p_3 olacaqdır. Tənzimləyicinin işçi nöqtəsi D drossel və klapanın xarakteristikalarının kəsişməsinə əsasən təyin olunur (şəkil 2.8.4, a).

2.8. Axın tənzimləyiciləri



Şəkil 2.8.4. Klapanın ardıcıl yerləşdiyi halda axın tənzimləyicisinin iş sxemi

a – başlanğıc tənzimləmə; b – çıxış təzyiqi
başlanğıc təzyiqdən böyük olduqda

Bu şəkildə həmçinin tənzimləyici drosselin açılma dərəcəsi $x = 1,0$ və klapanın zolotnikinə yalnız yayın təsiri olduğu halda minimal təzyiq müqavimətlərinə ($\Delta p_{dr \min}$) və ($\Delta p_{kl \min}$) uyğun tənzimləyicinin kənar vəziyyətləri də göstərilib. Bu parametrlər tənzimləyicinin avtomatik tənzimlənməsi mümkün olan hədlərini göstərir. Hidravlik sistemdə maksimal təzyiq qoruyucu klapanın

təzyiqi p_{kl} vasitəsi ilə təyin olunur. Bu qoruyucu klapan ayrı, ya da axın tənzimləyici aparatının daxilində olur.

Axın tənzimləyicisi olan hidravlik sistemin iş zamanı mümkün ola biləcək hallar:

- tənzimləyicinin giriş və ya çıxışındakı təzyiqin düşməsi;
- tənzimləyicinin giriş və ya çıxışındakı təzyiqin artması.

Tənzimləyicinin çıxışında təzyiqin, məsələn artması zamanı ($p'_3 > p_3$), tənzimləyicinin daxili parametrlərinin dəyişməsinin qrafiki təsviri şəkil 2.8.4, b -də göstərilmişdir. Tənzimlənən drosselin açılma dərəcəsi x sabit qaldığından, drosselin girişindəki təzyiq p_2 artır, drosseldəki təzyiq düşküsü Δp_{dr} bir qədər azalır və bu səbəbdən keçən sərf də ΔQ qədər azalır, drosselin xarakteristikası yuxarı doğru sürüşməsinə görə işçi nöqtə D yerini D_1 nöqtəsinə dəyişir. Bu halda klapan zolotnikinin qüvvələr balansı pozulur və nəticədə qüvvələr balansının tarazlaşması üçün zolotnik avtomatik olaraq lazımı olan tərəfə doğru yerini dəyişir. Yəni, zolotnikin işçi pəncərəsi müəyyən qədər açılır və onun müqaviməti drosselin ilkin giriş təzyiq düşküsü Δp_{dr} bərpa olunana kimi azalacaq. Drosseldəki təzyiq düşküsü $\Delta p'_{dr}$ ilkin Δp_{dr} bərabər, işçi tənzimləyicinin yeni işçi nöqtəsi isə B nöqtəsi olacaq və tənzimləyicidən keçən maye sərfinin ilkin sazlanan qiyməti Q bərpa olunacaq.

Tənzimləyicinin çıxışındakı təzyiq düşdüyü halda ($p'_3 < p_3$, sxemdə göstərilməyib) tənzimləyicidə proseslər əks istiqamətdə baş verəcəklər. Bu halda tənzimlənən drosselin açılma dərəcəsi x sabit olduğundan onun xarakteristikası aşağı doğru dəyişməz sürüşəcək, drosselin girişdəki təzyiq azalacaq və drosseldəki təzyiq düşküsü Δp_{dr} bir qədər artır, keçən sərf də ΔQ -ya qədər artır. Bu halda da zolotnikin qüvvələr balansı pozulmuş olur. Bu balans yenidən tarazlıq halına gətirmək üçün zolotnik işçi pəncərənin tədricən bağlama istiqamətində yerini dəyişir, onun müqaviməti drosseldəki ilkin təzyiq düşküsü Δp_{dr} bərpa olunana kimi artacaq.

Drosseldəki ilkin təzyiq düşküsi Δp_{dr} bərpa olunandan sonra tənzimləyicidən keçən maye sərfinin ilkin qiyməti Q bərpa olunur.

2.8.2. Paralel birləşən klapanlı axın tənzimləyicisi

2.8.2.1. Paralel birləşən klapanlı axın tənzimləyicinin iş prinsipi və konstruksiyası

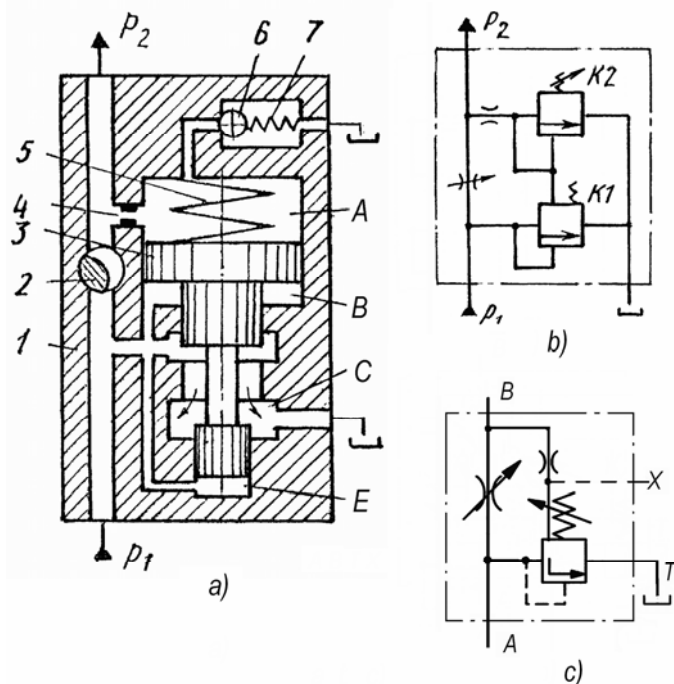
Paralel birləşən klapanlı axın tənzimləyicisinin (şəkil 2.8.5) əsas təşkilediciləri bunlardır: bir gövdə I daxilində yerləşən tənzimlənən drossel 2 , zolotnikdən 3 , yaydan 5 ibarət olan axıtma klapanı və yay 7 olan qoruyucu klapan 6 -dır.

Axıtma klapanının B və E boşluqları tənzimləyicinin girişlə birləşmiş, A boşluğu isə tənzim olunmayan drossel 4 vasitəsilə tənzimləyicinin çıxışı ilə birləşmişdir.

Paralel birləşən klapanlı axın tənzimləyicisinin iş prinsipi aşağıdakından ibarətdir: çıxışdakı p_2 təzyiqi dəyişən zaman axıtma klapanının zolotniki yerdəyişmə edərək, müqavimətin dəyişməsi hesabına (keçid işçi sahəsi dəyişir), axıtma klapanından axıtma xəttinə sərf dəyişir və bunun nəticəsi olaraq, tənzimləyicinin girişindəki təzyiq dəyişməsi, həmçinin drosseldəki 2 təzyiq düşküsinin $\Delta p = p_1 - p_2$ qiyməti dəyişməz qalır. p_2 təzyiqinin artması buraxıla bilən qiymətindən yüksək olması halda A boşluğunda da təzyiq artır, qoruyucu klapanın 6 kürəsi yerini dəyişir, nəticədə mayenin bir qismi qoruyucu klapanından axıtma xəttinə daxil olur. Beləliklə, A kamerasında təzyiq aşağı düşür (drosseldəki 4 təzyiqin aşağı düşməsi ilə əlaqədar) və axıtma klapanının zolotniki yuxarıya doğru yerini dəyişərək, axıtma klapanı vasitəsilə, bilavasitə tənzimləyiciyə daxil olduqdan sonra maye axının sızması üçün yol açılır.

Üç xətlili (paralel birləşən reduksiya klapanlı) axın tənzimləyicisi istifadə olduqda nasosla yaradan təzyiq mühərrikdə

tələb olunan təzyiqdən iki xəfli axın tənzimləyicilərdən fərqli olaraq yalnız drosseldə baş verən hidravliki itkilərə qədər artıq olur, bu isə hidravlik intiqalın FİƏ artırmağına səbəb olur. Bu tipli axın tənzimləyiciləri nasosun basqı xəttində yerləşdirilə bilər.



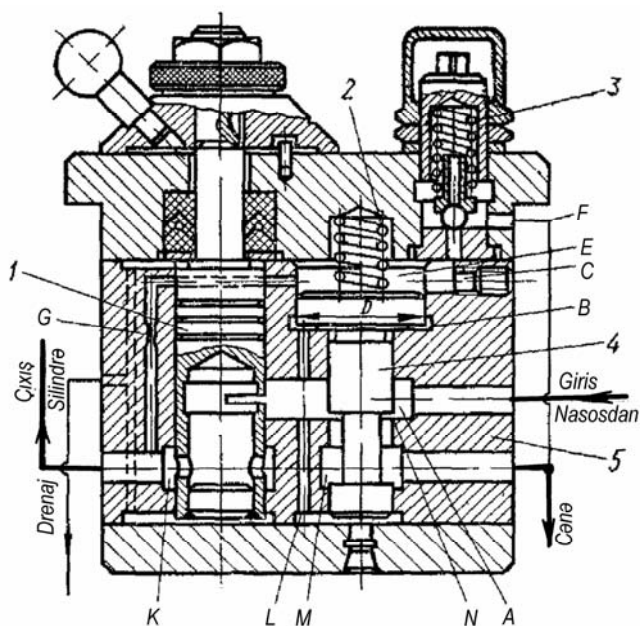
Şəkil 2.8.5. Paralel birləşən reduksiya klapanlı axın tənzimləyicisinin prinsipial sxemi (a) və onun hidravlik sxemlərdə şərti tam (b) və sadələşdirilmiş məsafəli idarə olunma xətt X -ilə (c) işarəri

2.8.2.2. *Γ55-1 tipli paralel birləşən klapanlı axın tənzimləyicisi*

Г55-1 tipli paralel birləşən reduksiya klapanlı və qoruyucu klapanlı axın tənzimləyicisinin konstruksiyasının sxemi şəkil 2.8.6-da göstərilmişdir. Bu hidravlik aparatın əsas funksiyası – icraçı

2.8. Axın tənzimləyiciləri

mexanizmin sürətinin tənzimlənməsindən ibarətdir. Drosselin və ona paralel birləşən zolotnikli klapanın birgə işləməsi hidravlik intiqalın çıxış sürətinin müntəzəmliyini və yükləmənin dəyişməsindən asılılığın olmasını təmin edir. Qoruyucu klapan hidravlik sistemi ifrat yükləmələrdən qorumağa xidmət edir. Bundan əlavə aparatda yük olmadığı zamanda nasosun təzyiqdən azad olunması tənzimləyicisi işinin məsafədən idarə olunması nəzərdə tutulmuşdur.



Şəkil 2.8.6. Paralel birləşən reduksiya klapanlı
və qoruyucu klapanlı Г55-1 tipli axın tənzimləyicisinin
konstruksiyasının sxemi

Tənzim olunmayan nasosdan işçi maye axını boşluğu *A* və drosseli *1*-i keçərək hidravlik mühərrikə (məsələn, hidravlik güc silindrə) daxil olur. Adətən, nasosun verimi hidravlik sistemdə

lazımı sərfədən artıq olur, və buna görə işçi mayenin artığını A boşluğundan N aralıqdan M boşluğa və oradan isə cənə ötürülür.

Boşluq A kiçik dəlik vasitəsilə B və L boşluqlarla, K boşluğu isə dempfer dəliyi G ilə boşluq E ilə birləşirlər. Bu səbəbdən zolotnik 4 hidravliki qüvvələr və yayın 2 qüvvə təsiri altındadır.

Sürtünmə qüvvəsi nəzərə alınmamaqla klapanın zolotnikinə 4 təsir edən qüvvələrin müvazinət tənliyi aşağıdakı kimidir:

$$p_n \frac{\pi D^2}{4} = p_s \frac{\pi D^2}{4} + P_{yay}, \quad (2.8.6)$$

burada D – zolotnikin böyük kəmərciyinin diametrləri; p_n – nasosla yaradılan A boşluğundakı təzyiq; p_s – tənzimləyicinin çıxışındakı (silindrinin girişindəki) təzyiq; P_{yay} – yay ilə yaranan qüvvədir.

Onda tənzimləyici drosseldə təzyiq düşküsi:

$$\Delta p_{dr} = p_n - p_s = \frac{4P_{yay}}{\pi D^2} = Const, \quad (2.8.7)$$

yəni silindrdəki yükədən asılı olmayaraq drosseldəki təzyiq düşküsi Δp_{dr} sabit qaldığından silindrə daxil olan maye sərfi də sabit qalır. Δp_{dr} -in sabitliyi klapan 4 ilə təmin olunur, hansı ki, avtomatik olaraq, maye axınının bir hissəsini K aralıqdan cənə axıdır (drosselləşdirir) və nasosun təzyiqini lazımı istiqamətə dəyişir. Məsələn, p_s artıqda klapanın zolotniki aşağı doğru hərəkət edərək, N aralığını azaldır, cənə axıdılan axına göstərilən hidravlik müqavimət artır və bunun nəticəsində A boşluğunda nasosun təzyiqi p_n artır.

p_s təzyiqi kürənin 3 yayın nizamlanan təzyiqindən artıq olarsa, onda kürə qalxır və işçi maye E boşluğundan F kanaldan keçərək, cənə axmağa başlayır və hidravlik sistemdə təzyiq azalır, zolotnikə təsir edən qüvvələrinin müvazinəti pozulur, zolotnik

2.8. Axın tənzimləyiciləri

müəyyən qədər qalxıb, cənə axıdılan mayeni artırır və hidravlik sistemdə təzyiq qoruyucu klapandakı əvvəldən köklənən təzyiqdən artıq olmur.

Γ55-1 tipli axın tənzimləyicilərin texniki xarakteristikaları cədvəl 2.8.2-də verilmişdir.

Cədvəl 2.8.2

Paralel birləşən reduksiya klapanlı və qoruyücü klapanlı
Γ55-1 tipli axın tənzimləyicilərin texniki xarakteristikaları

Parametrlər	Типоразмер		
	Γ55-13	Γ55-14	Γ55-15
Sərf, dm^3/san :			
– nominal	0,584	1,17	2,33
– minimal	0,004	0,04	0,017
Təzyiq, MPa:			
– nominal	6,4		
– minimal	0,5		
Təzyiq düşküsi, MPa	0,5		
Axıtma zamanında təzyiq, MPa (çox olmamaqla)	0,1		
Sərfin sabitliyi, %	± 10		
Sızmalar, sm^3/san	0,33		
Kütləsi, kq	11,2	11,2	20,5

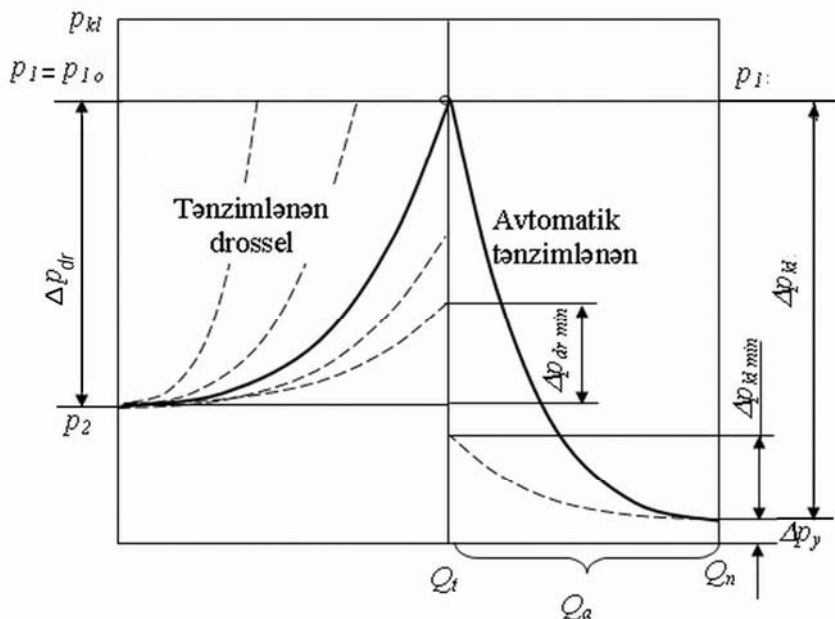
2.8.2.3. Paralel yerləşən axıdıcı klapanlı tənzimləyicinin işinin qrafiki təsviri

Axın tənzimləyicisində klapanın tənzimləyici drossel ilə paralel olduğu halda – bu, daxil olan axının müəyyən hissəsini çənə axıtmaqla, drosseldə təzyiq düşküsünü eyni qiymətdə saxlayan axıtma klapanıdır. Drossel və klapın paralel

2.8. Axın tənzimləyiciləri

birleştirildiyindən onların budaqların axıdılan hidravlik cənə qədər hidravlik müqavimətləri eyni olmalıdır (şəkil 2.8.7):

$$p_l = p_2 + \Delta p_{dr} = \Delta p_{kl} + \Delta p_v, \quad (2.8)$$



Şəkil 2.8.7. Paralel klapanlı axın tənzimləyicisinin işinin qrafiki təsviri (başlangıç vəziyyət)

tənzimləyiciyə daxil olan Q_n sərfi isə iki axına bölünür:

$$Q_n = Q_t + Q_a, \quad (2.9)$$

haradakı p_1, p_2 – tənzimləyicinin girişində və drosselin çıxışındakı təzyiqlər; Δp_{dr} – drosseldə təzyiq düşküsi; Δp_{kl} – klapa zolotnikində təzyiq düşküsi; Δp_y – klapanda yay hesabına yaranmış müqavimət; Q_n – tənzimləyiciyə daxil olan sərf; Q_t –

2.8. Axın tənzimləyiciləri

hidravlik mühərrikə daxil olan tənzimlənən sərf; Q_a – daxil olan axının çənə qaytarılan hissəsidir.

Axın tənzimləyicisinin giriş təzyiqi $p_1 = p_{1o}$ olduğu halda ilkin sərf drossel vasitəsi ilə tənzimlənir. Klapanın zolotniki isə təzyiqin ona hər yan tərəfdən qüvvələrin təsirinin eyni olduğu mövqeni tutur (şəkil 2.8.5 və şəkil 2.8.7).

Bu şəkildə həmçinin tənzimləyici drosselin $x = 0$ ($\Delta p_{dr} = \Delta p_{dr \min}$) olduğu halda klapanın ($\Delta p_{kl \min}$) və zolotnikə yalnız yayın təsiri olduğu ($\Delta p_{kl} = \Delta p_y$) halda kənar vəziyyətləri də göstərilib. Bu parametrlər tənzimləyicinin avtomatik tənzimlənməsi mümkün olan hədləri göstərir. Hidravlik sistemdə maksimal təzyiq qoruyucu klapanın təzyiqi p_{kl} ilə vasitəsi ilə təyin olunur. Qoruyucu klapan bu sistemdə bir qayda olaraq axın tənzimləyicisinin daxilində quraşdırılır.

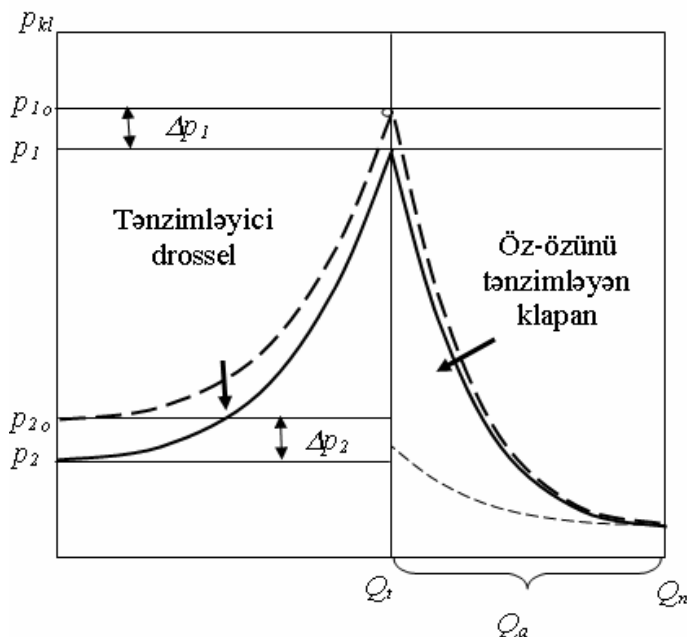
Axın tənzimləyicisinin paralel klapanla hidravlik sistemin işləməsi zamanı mümkün ola biləcək hallar:

- tənzimləyicinin giriş və ya çıxışındakı təzyiqin dəyişməsi (artması və ya azalması);
- tənzimləyicinin giriş və ya çıxışındakı sərfin dəyişməsi (artması və ya azalması).

Tənzimləyicinin girişində və ya çıxışında təzyiqin azalması zamanı ($p_1 < p_{1o}$ və ya $p_2 < p_{2o}$) tənzimləyicidə aşağıdakı proseslər baş verir. Şəkil 2.8.8-də təzyiqin düşməsi zamanı tənzimləyicinin daxili parametrlərinin dəyişməsinin qrafiki təsviri verilmişdir. Tənzimlənən drosselin açılma dərəcəsi x sabit olduğundan tənzimləyicinin giriş və ya çıxışında təzyiqin azalması zamanı drosselin xarakteristikası qrafiki təsvirdə tam şəkildə aşağıya doğru sürüşür (şəkil 2.8.8-də – soldakı bütöv xətt). Drosseldən keçən maye axının sərfi artmasına və klapandan axıdılan sərfin azalmasına görə zolotnikin yan səthlərinə təsir edən qüvvələrin tarazlığı pozulur. Zolotnik yerin dəyişir və nəticədə onun işçi pəncərəsinin açılma dərəcəsi artır (şəkil 2.8.8-də – sağ bütöv xətt)

2.8. Axın tənzimləyiciləri

və axıdılan işçi mayenin sərfi artıb ilkin Q_a qiymətinə bərabər olur, drosseldən keçən maye axınının sərfi də bərpa olunur.



Şəkil 2.8.8. Giriş təzyiqi azaldıqda paralel klapanlı axın tənzimləyicisinin işinin qrafiki təsviri

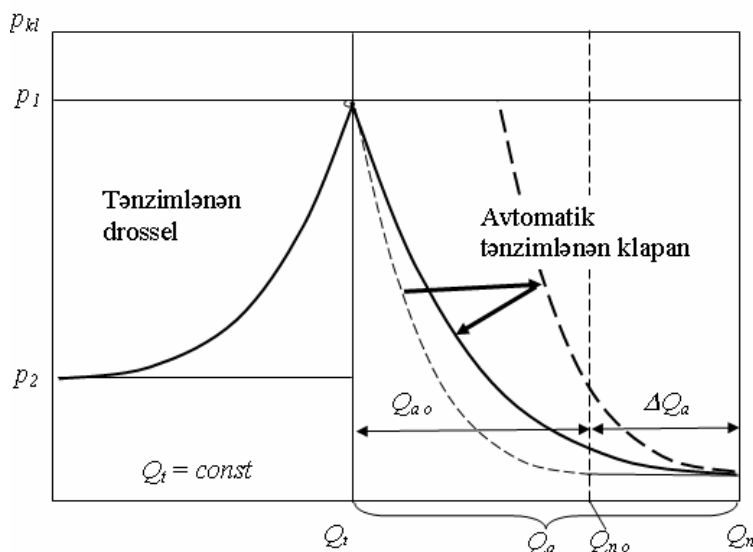
Tənzimləyicinin giriş və ya çıxışında təzyiqin artması zamanı ($p_1 > p_{1o}$ və ya $p_2 > p_{2o}$) tənzimləyicidə baş verən proseslər əks istiqamətdə gedəcək (sxem verilməyib). Tənzimlənən drosselin açılma dərəcəsi sabit olduğundan ($x = const$) tənzimləyicinin giriş və ya çıxışında təzyiqin artması zamanı drosselin xarakteristikası Δp_1 və ya Δp_2 qədər yuxarı doğru sürüşür. Klapanın sərfi Q_a artır və bu zaman zolotnikin axın tarazlığı pozulmuş olur. Nəticədə zolotnik işçi pəncərəni tədricən bağlayaraq Q_a sərfinin bərpa olunmasını təmin edir. Bu zaman klapanın zolotnikinin müqaviməti artmış olur

Beləliklə, paralel klapanlı axın tənzimləyici olduqda hidravlik

2.8. Axın tənzimləyiciləri

mühərrikin yükü artdıqda ($p_2 > p_{2o}$), nasosun təzyiqi p_1 və axıdıcı klapandakı təzyiq düşküsi Δp_{kl} artır, drosseldən keçən və klapandan axıdılan maye sərfələri isə sabit qalır. Hidravlik mühərrikdə yük azaldıqda isə ($p_2 < p_{2o}$), nasosun təzyiqi p_1 və axıdıcı klapandakı təzyiq düşküsi Δp_{kl} azalır, lakin, drosseldən keçən və klapandan axıdılan maye sərfələri isə yenə də sabit qalır.

İndi isə, tənzimləyiciyə daxil olan sərfənin dəyişməsi halında paralel klapanlı axın tənzimləyicisinin iş prosesinə baxaq.



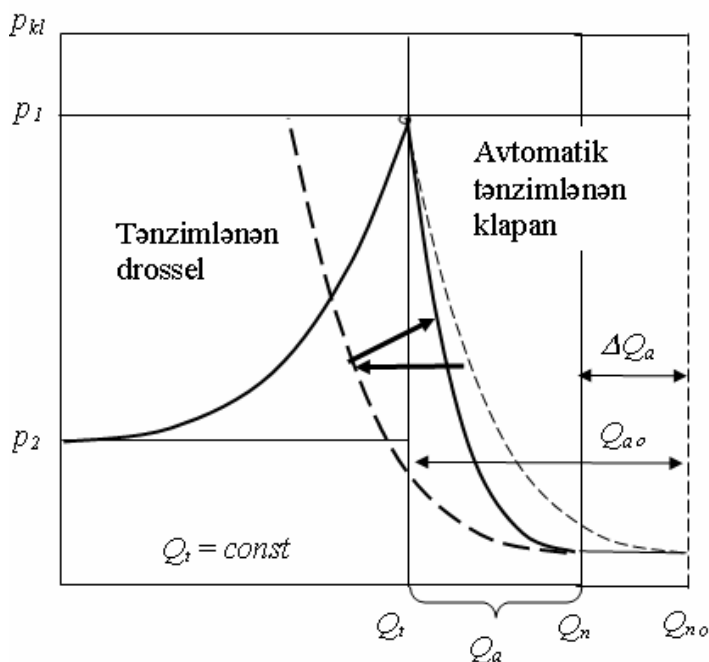
Şəkil 2.8.9. Girişdə sərf artdıqda paralel klapanlı axın tənzimləyicisinin işinin qrafiki təsviri

Tənzimləyiciyə daxil olan sərf $\Delta Q_n = Q_n - Q_{no}$ qədər artdıqda (şəkil 2.8.9) klapanın zolotnikinin xarakteristikası sağ tərəfə sürüşür, güc balansının pozulduğuna görə zolotnik işçi pəncərənin açılması istiqamətində hərəkət edərək (şəkiləki sağ tərəfdəki bütöv xətt) axıdılan sərf Q_a $\Delta Q_a = \Delta Q_n$ qədər artanadək yerini

dəyişir. Zolotnikdə təsir edən qüvvələr tarazlığı bərpa olunmasından sonra hidravlik mühərrikin sərfi bərpa olunmuş olur.

Sərf $\Delta Q_n = Q_{no} - Q_n$ qədər azaldığı halda (şəkil 2.8.10) klapanın zolotniki güc balansı pozulması səbəbindən işçi pəncərənin bağlanması istiqamətində (şəkildəki sağ tərəfdəki bütöv xətt) sərf ΔQ_a qədər azalanadək yerini dəyişmiş olur. Zolotnikdə tarazlığın bərpa olunmasından sonra hidravlik mühərrikin sərfi bərpa olunur.

Beləliklə, tənzimləyiciyə daxil olan maye axının sərfi dəyişdikdə (azaldıqda və ya artıqda), axıdıcı klapan çənə axıdılan sərfini dəyişməklə (əksinə – artırmaqla və ya azaltmaqla) tənzimlənən və hidravlik mühərrikə ötürülən maye sərfini sabit saxlayır.



Şəkil 2.8.10. Girişdə sərf azaldıqda paralel klapanlı axın tənzimləyicisinin işinin qrafiki təsviri

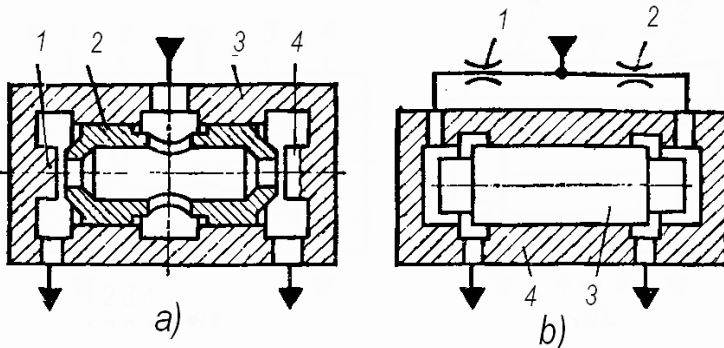
2.9. DROSSELLİ AXIN BÖLÜŞDÜRÜCÜLƏRİ

2.9.1. Drosselli axın bölüşdürücülərinin iş prinsipi

Drosselli axın (sərf) bölüşdürücüləri (axınların nisbət klapanları), hidravlik aparat olaraq, daxil olan bir işçi maye axını qollardakı yüklərdən asılı olmayaraq iki və daha artıq xaric olunan axına lazımi nisbətdə ayırmaq üçün nəzərdə tutulmuşdur.

1-ci fəsilə qeyd olunduğu kimi, drosselli axın bölüşdürücüləri hidravlik intiqallı qurğularda bir neçə eyni zamanda paralel işləyən çıxış və fərqli yüklənən bəndlərinin (hidravlik mühərriklərin) hərəkətlərinin sinxronlaşdırılma məqsədilə tətbiq olunurlar.

Drosselli axın bölüşdürücülərin prinsipial konstruktiv sxemləri şəkil 2.9.1-də göstərilmişdir.



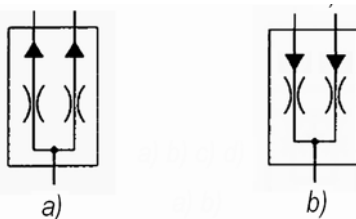
Şəkil 2.9.1. Drosselli axın bölüşdürücüsünün konstruktiv sxemləri:

a – klapanlı bağlayıcı-tənzimləyici elementli (BTE) axın bölüşdürücüsü: 1, 4 – tərپənməz qapadıcı lövhələr; 2 – tənzimləyici zolotnik – iki tərəfli ucluqlu porşen; 3 – gövdə; 4 – gövdə

b – iki haşiyəli zolotnikli bağlayıcı-tənzimləyici elementli axın bölüşdürücüsü: 1, 2 – tənzimlənməyən köməkçi drossellər; 3 – iki haşiyəli özü tənzimlənən zolotnikli paylayıcı; 4 – gövdə

Şəkil 2.9.1, *a*-da ki axın bölüşdürücüsündə tənzimlənməyən köməkçi drossellər sərbəst üzən daxili zolotnikin uclarında yerləşdirilmiş, şəkil 2.9.1, *b*-də ki konstruksiyada isə tənzimlənməyən dəlikli disklər yığımı şəkildə köməkçi drossellər bölüşdürücünün gövdəsində üzən zolotnikdən kənar əlavə olunur.

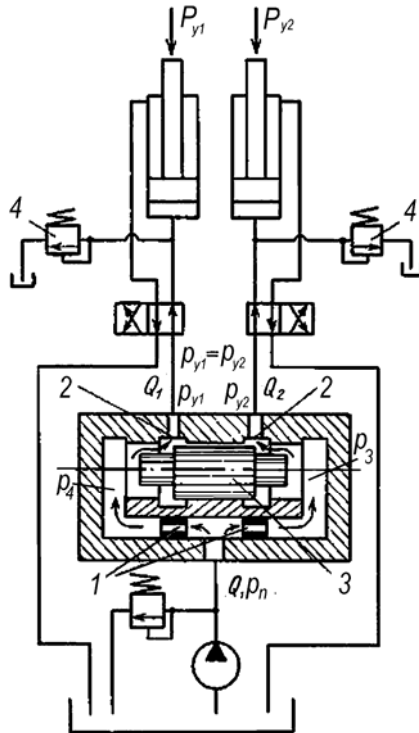
Drosselli axın bölüşdürücüsü eyni zamanda *axın cəmləşdiricisi* kimi də işləyə bilər. Bu halda axın cəmləşdiricisi vasitəsilə ona daxil olan hər iki borulardakı maye axınlarının səflərinin sabitliyi təmin olunur. Hidravlik sxemlərdə axın bölüşdürücülərinin və axın cəmləşdiricilərinin şərti işarələri şəkil 2.9.2-də kimi göstərilir.



Şəkil 2.9.2. Hidravlik sxemlərdə axın bölüşdürücülərin (*a*) və axın cəmləşdiricilərinin (*b*) şərti işarələri

Axın bölüşdürücüsünün hidravlik intiqalının sxemində yerləşdirilmə üsulunu şəkil 2.9.3-də verilmişdir. Bu şəkildə göstərilən axın bölüşdürücüsü iki tənzimlənməyən köməkçi drossellər 1 və zolotnikin (plunjerin) 3 sərbəst hərəkət etməsinə görə keçid sahələri avtomatik tənzimlənən iki drosseldən 2 ibarətdir. Eyni diametrli hidravlik güc silindrlərinə təsir edən yüklər (qüvvələr) bərabər olduqda ($P_{y1} = P_{y2}$) üzən zolotnikin yan səthlərinə təsir edən təzyiqlər də birdir ($p_{dr1} = p_{dr2}$) və onların arasında təzyiqlər fərqi $\Delta p = p_{dr1} - p_{dr2} = 0$. Bu səbəbdən üzən zolotnik bölüşdürücü gövdəsindəki daxili silindrdə (xüsusi oymaqda) orta vəziyyətdə olacaqdır.

Hidravlik güc silindrlərinin birinə təsir edən yük dəyişdikdə zolotnikin yan səthlərinə təsir edən təzyiqlərin bərabərliyi pozulur, əmələ gələn qüvvə təsiri ilə zolotnik, hər iki keçid pəncərələrin 2 sahələrini dəyişərək, orta vəziyyətindən sürüşməyə başlayır. Zolotnikin yerdəyişməsi o vaxta kimi baş verir ki, onun yeni mövqeyində zolotnikin yan səthlərinə təsir edən təzyiqlər eyni



Şəkil 2.9.3. Axın bölüşdürücüsünün hidravlik intiqalın sxemində yerləşdirilməsi (hidravlik güc silindrlərinə təsir edən yüklər bərabər halı ($P_{y1} = P_{y2}$)):

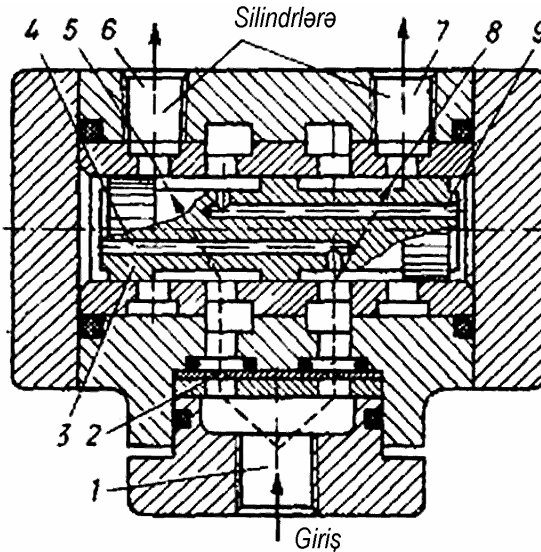
1 – tənzimlənməyən sabit köməkçi drossellər; 2 – tənzimlənən drosselləşdirici işçi pəncərələr; 3 – iki haşiyəli özü tənzimlənən zolotnik; 4 – qoruyucu klapanlar

olsun. Zolotnikin bu yeni vəziyyətində bölüşdürücüdən hər iki çıxış budaqlarında maye sərfi yenidən bərabər olacaqdır. Beləliklə, bölüşdürücünün budaqlarında sərlərin bərabərliyi onun dana az yüklənmiş budağında axının təzyiq düşküünün artırması ilə yerinə yetirilir.

Bu tip axın bölüşdürücüləri kifayət qədər dəqiq işləyir. Bölüşdürücülərin giriş təzyiqi 32 MPa, hidravlik güc silindrlərin girişlərindəki təzyiqlər fərqi 10 MPa və işçi mayenin kinematik özlülüyün 10...400 mm²/san intervalında olduqda qollardakı maye sərlərinin arasında maksimal fərqi 1 %-i üstələmir.

2.9.2. Drosselli axın bölüşdürücülərin konstruksiyaları

Maşınqayırmada geniş istifadə olunan Г75 tipli drosselli axın bölüşdürücüsünün konstruksiyası şəkil 2.9.4-də göstərilmişdir.

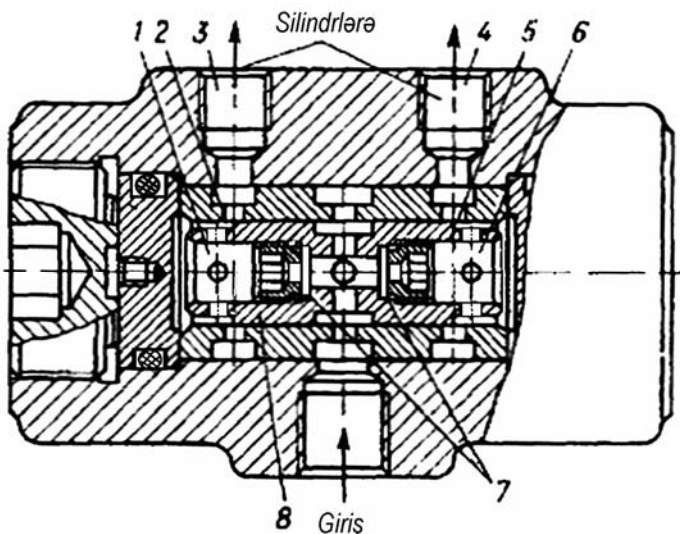


Şəkil 2.9.4. Г75 tipli axın bölüşdürücüsünün konstruksiyası

Bu tip bölüşdürücü klapan yalnız bir istiqamətdə maye buraxılması üçün tətbiq olunur və axın bölünməsi zamanı təxminən 2...4%-ə kimi xəta buraxa bilər. Г75 tipli bölüşdürücüsünün xüsusi fərqi 3 cüt dəqiq (kalibrələnmiş) müxtəlif diametrli dəliklərlə təchiz olunmuş nazik şaybaların (disklərin) 2 tətbiqidir. Bu dəlikli şaybalar tənzimlənməyən sabit drossellərin funksiyasını daşıyır və verilmiş sərlərə uyğun müvafiq şaybaların tətbiqi ilə bölüşdürücü axının bölüşdürülməsini daha dəqiq yerinə yetirir. Dəyişən drossellərin keçid sahələri zolotnikin 3 haşiyələri və oymağın dəlikləri 5 və 8 ilə yaradılır. Zolotnikdəki oxboyu 4 və radial istiqamətdəki 9 dəliklər zolotniklə və yan flanslar arasında yan boşluqları bölüşdürücünün çıxış dəliklərlə 6 və 7 birləşdirirlər.

Bu tip bölüşdürücü cihaz vasitəsilə üç müxtəlif sərf üçün tənzimlənə bilər və təcrübələr göstərir ki, silindrlərin yüklənməsi zamanı maye bölüşdürülməsi xətası 3%-i keçmir.

Şəkil 2.9.5-də KД tipli axın bölüşdürücüsünün konstruksiyası verilmişdir.



Şəkil 2.9.5. KД tipli axın bölüşdürücüsünün konstruksiyası

2.9. Drosselli axın bölüşdürücüləri

Г75 tipli bölüşdürücüsündən fərqli olaraq tənzimlənməyən sabit drossellərin funksiyasını üzən zolotnikin 8 daxilində qurulmuş kalibrlənmiş dəlikləri olan disklər 7 yerinə yetirirlər. Müqavimətləri dəyişən drossellərin keçid sahələri zolotnikin 8 haşiyələri və zolotniki əhatə edən oymaqda yerləşən radial istiqamətli dəliklər 2 və 5 arasında yaranırlar. Lakin, kalibrlənmiş dəlikləri olan diskləri (şaybaları) dəyişmək üçün bölüşdürücü tam sökülməlidir, bu isə konstruksiyanın nöqsanıdır. Bu tipli konstruksiyada zolotnikin yan boşluqların 1 və 6 çıxış dəliklərlə 3 və 4 birləşməsi müəyyən dərəcədə sadələşdirilmişdir.

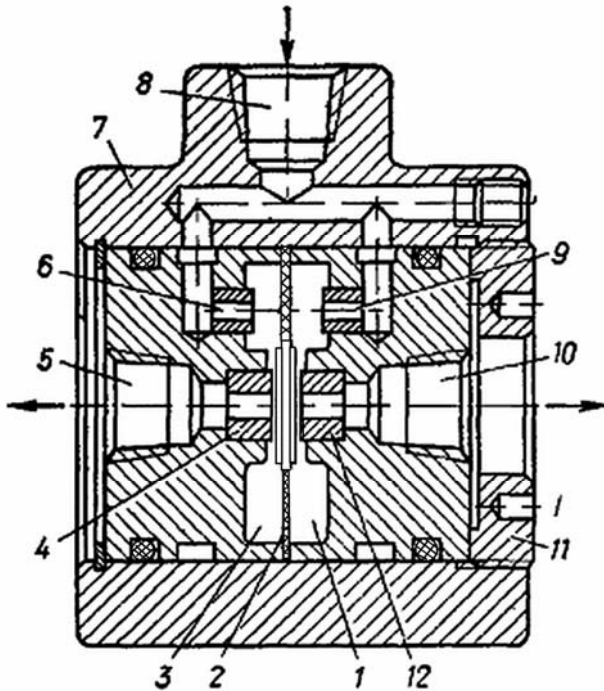
KД tipli axın bölüşdürücüsünün əsas texniki xassələri cədvəl 2.9.1-də verilmişdir.

KД tipli axın bölüşdürücülərinin əsas texniki xassələri

Cədvəl 2.9.1

Parametr		KД-12/20	KД -20/20	KД -32/20
Şerti keçid, $d_{\text{ş}}$, mm		10	16	32
İşçi maye		mineral hidravlik yağ, kinematik özlülüyü 20...250 sSt, təmizliyi 11 sinif		
İşçi mayenin sərfi, $\text{dm}^3/\text{dəq}$	1 şayba dəstəsi	16...25	55...80	130...160
	2 şayba dəstəsi	10...16	40...55	100...130
	3 şayba dəstəsi	4...10	25...40	70...100
İşçi təzyiqi, MPa		20		
Sərfin bölünməsinin dəqiqliyi		1%		
Təzyiq düşküsi, MPa		1,0	0,8	0,8
Kütləsi, kq		4,4	5,3	8,0

Yaponiyada istehsal olunan membranlı tipli drosselli axın bölüşdürücüsünün konstruksiyası şəkil 2.9.6-də verilmişdir.

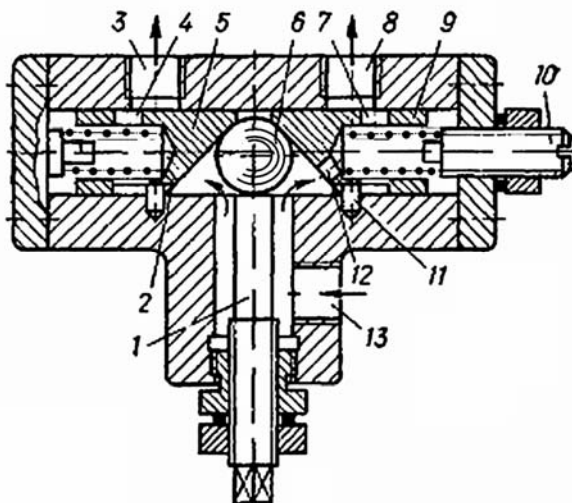


Şəkil 2.9.6. Membranlı axın bölüşdürücüsünün konstruksiyasının sxemi

Bölüşdürücünün daxil olan dəliyi 8 onun xarici gövdəsindəki 7 kanallar və oymaqlardakı 6 və 9 kalibrənmiş deliklərlə membranın 2 kameraları ilə 1 və 3 birləşir. Membran 2 öz yan səthlərinin sərt mərkəzləri və oymaqların 4 və 12 girişlərin haşiyələri ilə drosseləşdirici dəyişən aralıqlarını təşkil edir. İşçi maye oymaqların 4 və 12 deliklərini keçərək çıxış deliklərdən 5 və 10 xaric olunur. Membranın müvazinəti yalnız kameralardakı 1 və 3 təzyiqlər bərabər olduqda baş verir. Çıxış deliklərin birində, məsələn 10 sayılı delikdə, təzyiq artsa, kameradakı 1 təzyiq də müəyyən dərəcədə artır, və bunun nəticəsində membranın mərkəzi

4 sayılı oymağının girişinə yaxınlaşaraq, ara məsafəni azaldır, 3 sayılı kameradakı təzyiq artır və membranın müvazinəti yenidən bərpa olunur. Drossellərdəki 6 və 9 təzyiq düşkünlərinin bərabərliyi daxil olan maye axınının iki bərabər sərfli axınlarına bölməsini təmin edir.

ABŞ-da istehsal olunan iki zolotnikli tipli drosselli axın bölüşdürücüsünün konstruksiyası şəkil 2.9.7-də verilmişdir.



Şəkil 2.9.7. İki zolotnikli axın bölüşdürücüsünün konstruksiyasının sxemi

Bu tipli bölüşdürücüdə daxili boş iki silindrlı zolotniklər 5 və 9 yayların təsiri ilə öz maili yan səthləri ilə kürəciyə 6 sıxışdırırlar. Ştiftlər 11 çıxıntıları ilə zolotniklərin fırlanmasına imkan vermirlər. Kürəciyin və zolotniklərin yerləşməsi mövqelərin mil 1 vasitəsilə tənzimlənir. Yaylarla yaranan qüvvələrin tənzimlənməsi vintlə 10 aparılır.

İşçi maye giriş dəlikdən 13 daxil olub, kürəciyin boşluğunda iki axına bölünüb, kalibrlənmiş dəliklərdən (sabit tənzimlənməyən drossellərdən) 2 və 12 keçərək zolotniklərin daxili boşluqlarına

girir. Sonra maye axınları dəlikləri 4 və 7, kanalları 3 və 8 keçib, hidravlik mühərriklərə ötürülür.

Çıxış kanallarının birində (məsələn, sağ kanalda) təzyiq düşdükdə həmin istiqamətdə təzyiq düşküsü artır, zolotnik 9, sağa doğru yerin dəyişərək, 7 sayılı çıxış dəliyinin keçid sahəsini azaldır və sağdakı qoldakı təzyiq düşküsü artır. Bununla sabit drossellərdəki təzyiq düşküləri yenidən bərabərləşir və daxil olan maye axınlı lazımi nisbətdə bölünür.

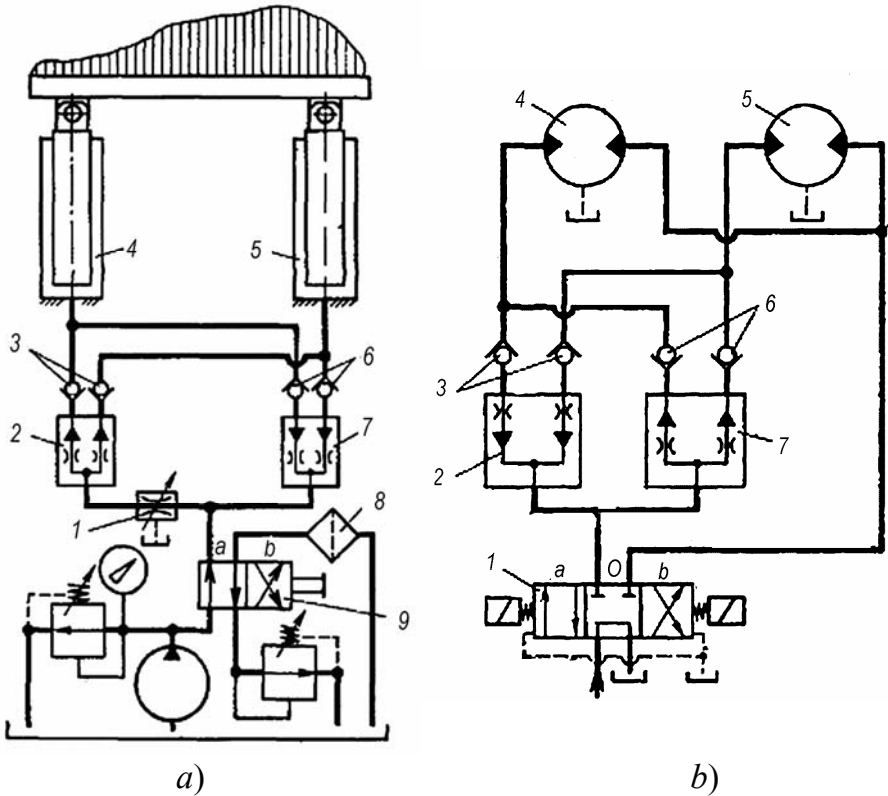
2.9.3. Drosselli axın bölüşdürücülərin hidravlik intiqalına qoşulmasının sxemi

İki hidravlik güc silindrlərin hər iki istiqamətində hərəkətlərinin sinxronlaşdırılması üçün 2.9.8, *a* şəkildə göstərilən hidravlik qurğuda iki drosselli axın bölüşdürücüsü tətbiq olunur. 2 sayılı axın bölüşdürücüsünə daxil olan işçi maye axını iki bərabər axınına bölünərək, əks klapanalardan 3 keçib, hidravlik güc silindrlərə 4 və 5 daxil olur və onların sinxronlaşdırılmış hərəkətlərlə yüklənmiş meydançanı qaldırır. Hidravlik paylayıcı 9 *a* vəziyyətindən *b* vəziyyətinə keçirməklə yükün təsiri ilə yüklənmiş meydançanın endirilməsi baş verir. Silindrlər plunjerlərin endirilmə zamanı hərəkətlərinin sinxronlaşdırılması üçün axın cəmləşdiricisi kimi işləyən 7 sayılı axın bölüşdürücüsündən istifadə olunur. Silindrdəki işçi maye axınları əks klapanalardan 6 sonra axın cəmləşdiricisində birləşib, bir axın kimi hidravlik paylayıcı 9 və süzgəci 8 keçərək hidravlik çənə süzülür. Drossel 1 vasitəsilə yalnız yük qaldırma zamanı qaldırma sürətini tənzimləməsinə imkan verir.

2.9.8, *b* şəkildə göstərilən hidravlik qurğuda iki hidravlik motorların 4 və 5 hər iki istiqamətində fırlanma hərəkətlərinin sinxronlaşdırılması iki drosselli axın bölüşdürücüləri 2 və 7 vasitəsilə yerinə yetirilir. Üçvəziyyətli hidravlik paylayıcı 1 motorların əks istiqamətdə hərəkətini və onların lazımi anda

2.9. Drosselli axın bölüşdürücüləri

dayandırılmasını təmin edir. 2 sayılı axın bölüşdürücüsü hidravlik motorların iş zamanı nasosla verilən axını bərabər iki axına bölür, 7 sayılı axın bölüşdürücüsü isə həmin axınları cəmləşdirir. Əks klapınlar 3 və 6 axın bölüşdürücülərdən əks istiqamətdə ola bilən axınlarını dayandırır (bloklayır). Yüklərin fərqli olmasına görə drosselli axın bölüşdürücülərdən sonra bölünən axınlar arasında fərq 5%-dan artıq olduqda həcmi hidravlik və mexaniki bölüşdürücülərdən istifadə olunması məsləhətdir.



Şəkil 2.9.8. İki birtəsrirli hidravlik güc silindrlərin (a) və iki hidravlik motorların (b) drosselli axın bölüşdürücüləri ilə sinxronlaşdırılmanı yerinə yetirən hidravlik qurğuların sxemləri

2.9.4. Drosselli axın bölüşdürücülərin işinin qrafiki təsviri

İki hidravlik mühərriklərin (o, cümlədən, iki hidravlik güc silindrlərin) hərəkətlərinin sinxronlaşdırılmasında drosselli axın bölüşdürücüsünün iş zamanı iki hal ola bilər (şəkil 2.9.9):

– silindrlərin yüklənmələri bərabərdir, yəni onların ştoklarına təsir edən qüvvələr eynidir (şəkil 2.9.9, *a*);

– silindrlərin yüklənmələri fərqlidir, yəni onların ştoklarına təsir edən qüvvələr müxtəlifdir (şəkil 2.9.9, *b*).

2.9.4.1. Silindrlərin yüklənmələri bərabər olduğu halda bölüşdürücünün parametrləri

Silindrlərin ştoklarına 1 və 2 düşən yüklər eyni olduqda (şəkil 2.9.9, *a*)

$$P_{y1} = P_{y2}, \quad (2.9.1)$$

və silindrlərin diametrləri bərabər olduğu halda ($D_1 = D_2$) ştokların yerdəyişməsi zamanı silindrlərin işçi kameralarında olan təzyiqlər də bərabər olacaq:

$$p_{y1} = p_{y2}. \quad (2.9.2)$$

Drossellərin açılma dərəcəsi x ($0 \leq x \leq 1$) bərabər olduğundan (zəlzələ orta vəziyyətdə dayanmış olacaq):

$$x_1 = x_2 = 0,5; \quad (2.9.3)$$

$$x_1 + x_2 = 1,0. \quad (2.9.4)$$

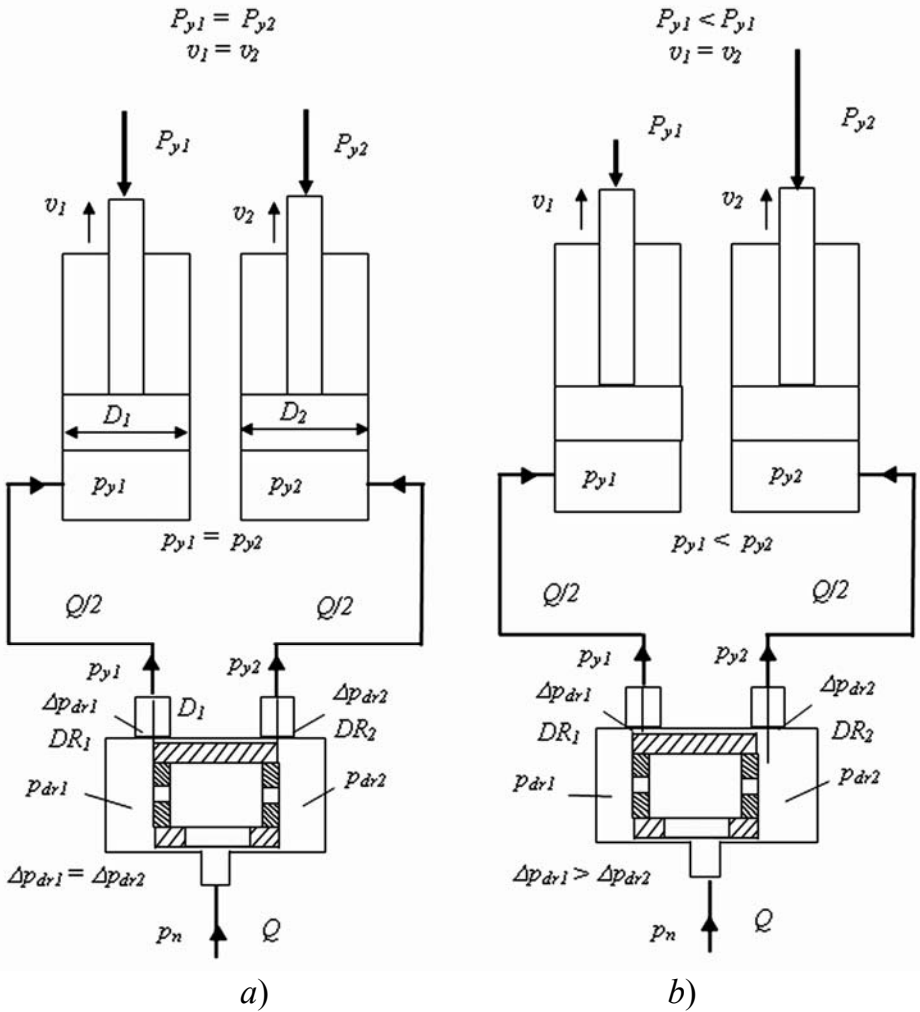
Bu zaman axın bölüşdürücüsünün drossellərdəki DR_1 və DR_2 təzyiqlər düşkünləri Δp_{dr1} və Δp_{dr2} eynidir:

$$\Delta p_{dr1} = p_{dr1} - p_{y1}; \quad (2.9.5)$$

$$\Delta p_{dr2} = p_{dr2} - p_{y2}; \quad (2.9.6)$$

2.9. Drosselli axın bölüşdürücüləri

$$\Delta p_{dr1} = \Delta p_{dr2} = \Delta p_{dr}. \quad (2.9.7)$$



Şəkil 2.9.9. Drosselli axın bölüşdürücülü hidravlik sistemin axınların və onların parametrlərinin sxemi

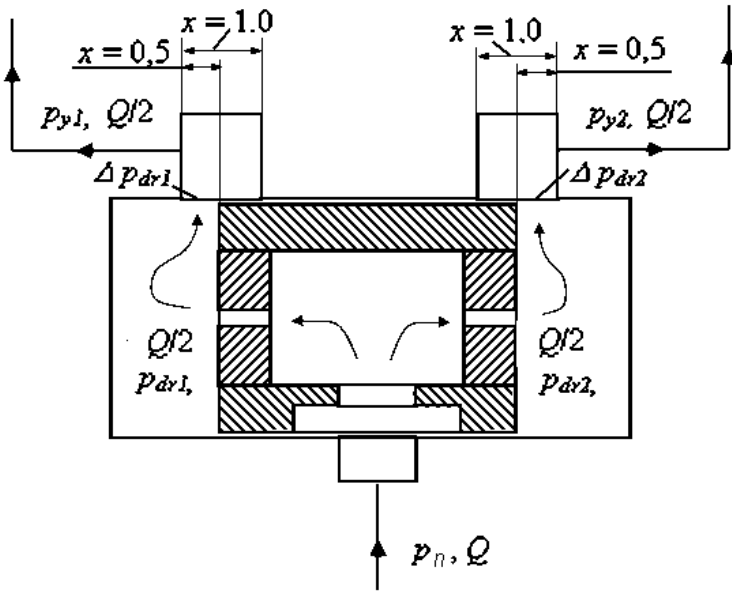
a – silindrlərin yükləri eyni olduqda;
b – silindrlərin yükləri müxtəlif olduqda

2.9. Drosselli axın bölüşdürücüləri

Zolotnikin tarazlıq (neytral) vəziyyətdə tənzimləyici drossellərinin girişlərindəki təzyiqlər (köməkçi drossellərdən sonra) eyni olmalıdırlar (şəkil 2.9.9, a):

$$p_{dr1} = p_{dr2}. \quad (2.9.8)$$

Köməkçi drossellərin müqavimətlərinin kiçik olduğundan onlar nasosun yaratdığı təzyiqlə nəzərə alınır (şəkil 2.9.10).



Şəkil 2.9.10. Hidrosilindrlərə düşən yük eyni olduqda zolotnikli drossellərin parametrlərin sxemi

Drosseldəki sərf və təzyiq düşküsu arasındakı əlaqə aşağıdakı düsturla müəyyən olunur:

$$\frac{Q}{2} = ax \sqrt{\Delta p_{dr}} = a 0,5 \sqrt{\Delta p_{dr}}, \quad (2.9.9)$$

2.9. Drosselli axın bölüşdürücüləri

Burada Q – axın bölüşdürücüsündən keçən işçi maye sərfi; a – drosselin keçiriciliyi əmsalıdır.

Zolotnikin orta neytral vəziyyətində ($x = 0,5$) drosseldə təzyiq düşküsünü və bir drosselin sərfinin $\frac{Q}{2}$ bilərək, drosselin keçiricilik əmsalını a hesablamaq olar:

$$a = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p_{dr}}} . \quad (2.9.10)$$

Onda drosselin xarakteristikası tənliyindən $\frac{Q}{2} = ax\sqrt{\Delta p_{dr}}$ drosseldəki təzyiq düşküsünün sərfdən və zolotnikin açılma dərəcəsiindən asılılığını $\Delta p_{dr} = f(Q, x)$ təyin etmək olar (şəkil 2.9.11):

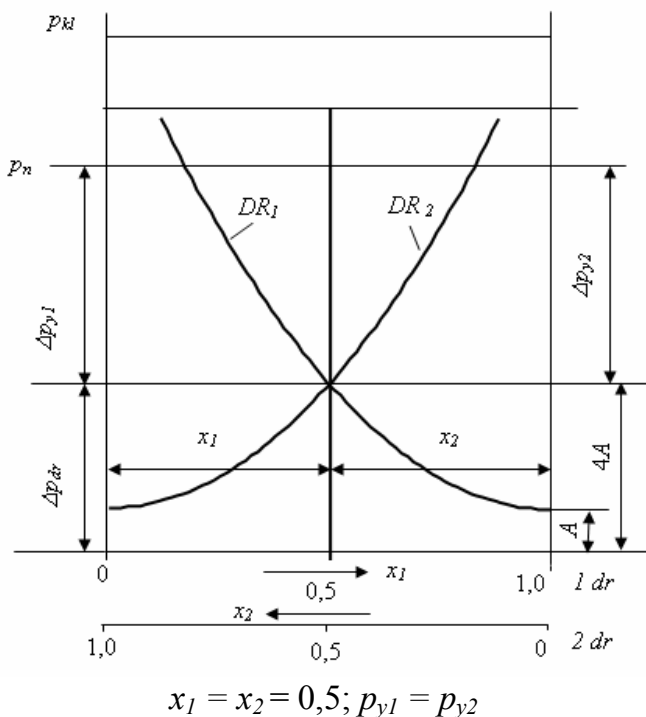
$$\Delta p_{dr} = \left(\frac{Q}{2a} \right)^2 \frac{1}{x^2} \quad (2.9.11)$$

Əgər $Q = const$ olarsa, düsturu aşağıdakı kimi göstərmək olar:

$$\Delta p_{dr} = \left(\frac{Q}{2a} \right)^2 \frac{1}{x^2} = \frac{A}{x^2} \quad (2.9.12)$$

Bu düsturdan görünür ki:

- $x = 0.5$ qiymətində $\Delta p_{dr} = 4A$;
- $x = 1,0$ qiymətində $\Delta p_{dr} = A$;
- $x \rightarrow 0$ təzyiq düşküsü $\Delta p_{dr} \rightarrow \infty$ (şəkil 2.9.6) .



Şəkil 2.9.11. Hidrosilindrlərin bərabər yüklənməsi zamanı hidravlik sistemdə təzyiq paylanmasının qrafiki təsviri

2.9.4.2. Silindrlərin yüklənmələri fərqli olduğu halda bölüşdürücünün parametrləri

Silindrlərin 1 və 2 ştoklarına düşən yüklər P_{y1} və P_{y2} müxtəlif olarsa (şəkil 2.9.9, b):

$$P_{y1} \neq P_{y2}; \quad (2.9.13)$$

məsələn:

$$P_{y1} < P_{y2}. \quad (2.9.14)$$

Bu halda yüklərin fərqli olduğundan (fərq bərabərdir: $\Delta P = P_{y2} - P_{y1}$) yüklərin yerdəyişməsi zamanı silindrlərdəki işçi təzyiqlər p_{y1} və p_{y2} arasında Δp_y qədər fərq olmalıdır:

$$\Delta p_y = \frac{\Delta P}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{P_{y2} - P_{y1}}{\frac{\pi D^2}{4}}, \quad (2.9.15)$$

və bu halda 2 silindrində tələb olunan təzyiq 1 silindrində tələb olunan təzyiqdən çox olacaq ($p_{y1} < p_{y2}$):

$$p_{y2} = p_{y1} + \Delta p_y. \quad (2.9.16)$$

Yüklərin yerdəyişmə sürətlərinin eyni olmasını təmin etmək üçün hidravlik sistemin hər iki qolunda təzyiq düşkünlərinin cəmi bərabər olmalıdır, yəni:

$$p_n = \Delta p_{dr1} + p_{y1}; \quad (2.9.17)$$

$$p_n = \Delta p_{dr2} + p_{y2}. \quad (2.9.18)$$

Bu zaman drossel 1-də təzyiq düşküsi Δp_{dr1} drossel 2-dəki təzyiq düşküsündən Δp_{dr2} çox olmalıdır, yəni $\Delta p_{dr1} > \Delta p_{dr2}$ olmalıdır və

$$\Delta p_{dr1} = p_n - p_{y1}; \quad (2.9.19)$$

$$\Delta p_{dr2} = p_n - p_{y2}; \quad (2.9.20)$$

Ayındır ki, silindrlərdəki təzyiqlər fərqi drosseldəki təzyiqlər fərqi ilə kompensasiya olunmalıdır (şəkil 2.9.12) :

$$\Delta p_{dr1} = \Delta p_{dr2} + \Delta p_y. \quad (2.9.21)$$

Hər drosseldən keçən işçi mayenin sərfi bərabər olduğundan ($Q_1 = Q_2 = \frac{Q}{2}$), drossellərdəki təzyiq düşkünlərinin fərqi zolotnikin yerdəyişməsi Δx hesabına avtomatik olaraq təmin olunur (baxılan

2.9. Drosselli axın bölüşdürücüləri

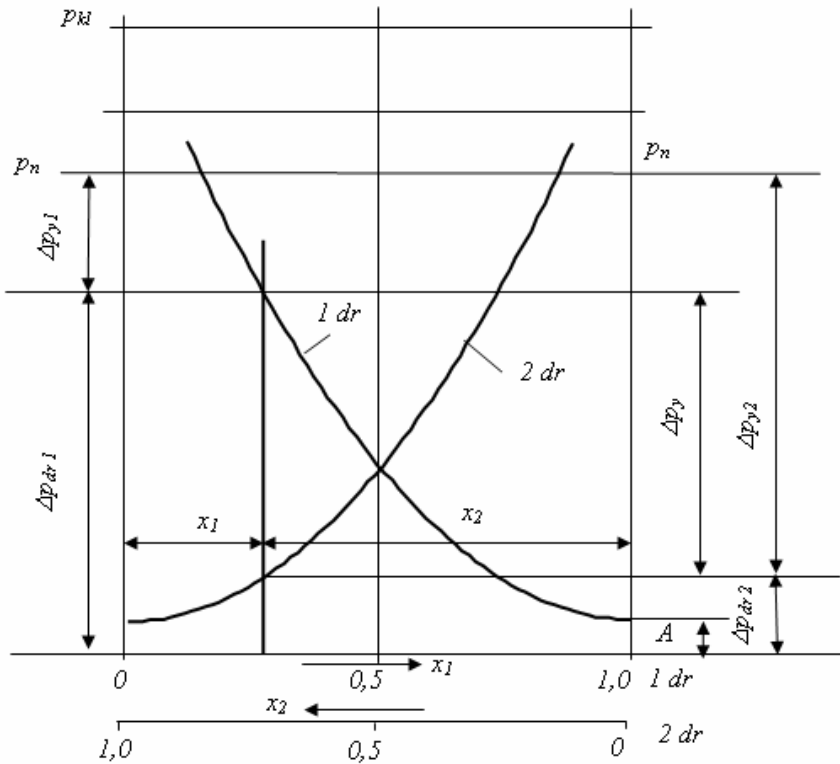
halda zolotnik sol tərəfə doğru yerin dəyişəcək). Sol drosselin halqavarı aralığı 0,5-dən x_1 -ə qədər azalır, sağ drosselin aralığı isə 0,5-dən x_2 -ə qədər artır və:

– sol drossel üçün:

$$x_1 = 0,5 - \Delta x; \quad (2.9.22)$$

– sağ drossel üçün:

$$x_2 = 0,5 + \Delta x; \quad (2.9.23)$$

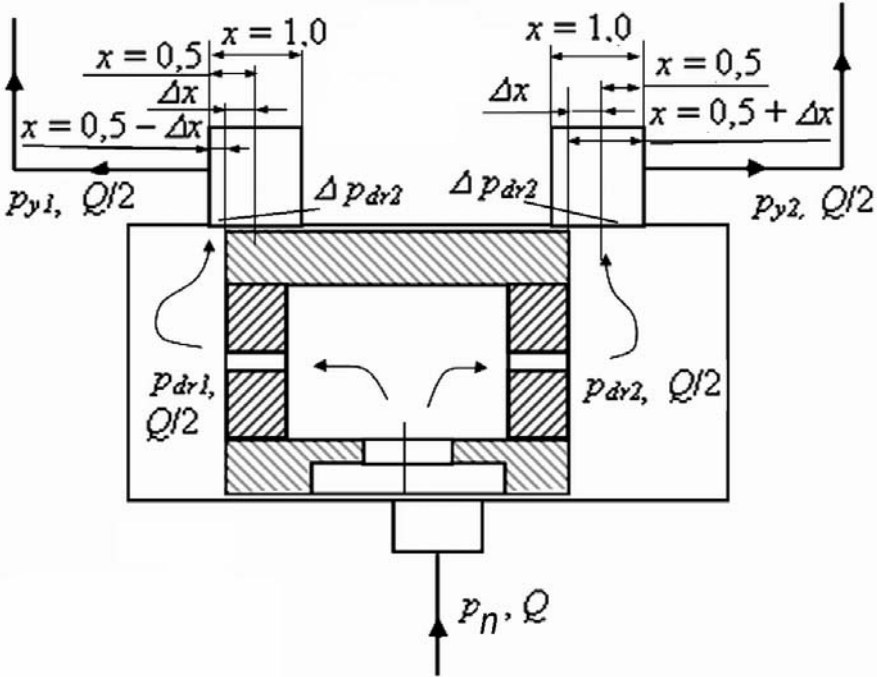


$$x_1 < x_2; \Delta p_{y1} < \Delta p_{y2} (p_{y1} < p_{y2})$$

Şəkil 2.9.12. Hidrosilindrlərin fərqli yüklənməsi zamanı təzyiq paylanması qrafiki təsviri

olurlar. Lakin, zolotnikin yeni vəziyyəti üçün hər iki drossellərinin açılma dərəcələrinin arasında asılılıq dəyişməz qalır (şəkil 2.9.13):

$$x_1 = 1 - x_2. \quad (2.9.24)$$



Şəkil 2.9.13. Hidrosilindrlərə düşən yük müxtəlif olduqda drossellərin parametrləri sxemi

2.9.4.3. Silindrlərə fərqli yüklərin təsiri zamanı nasosun təzyiqinin analitik üsulla təyin olunması

Drosseldəki təzyiq düşküsi ilə drosselin pəncərəsinin açılması arasında olan asılılıq aşağıdakı kimi olacaq:

– sol drossel üçün:

$$\frac{Q}{2} = ax_1 \sqrt{\Delta p_{dr1}} = a(0,5 - \Delta x) \sqrt{p_n - p_{y1}}; \quad (2.9.25)$$

– sağ drossel üçün

$$\frac{Q}{2} = ax_2 \sqrt{\Delta p_{dr2}} = a(0,5 + \Delta x) \sqrt{p_n - p_{y2}}. \quad (2.9.26)$$

Bu iki bərabərliklərdən almaq olar:

$$x_1 \sqrt{p_n - p_{y1}} = x_2 \sqrt{p_n - p_{y2}} \quad (2.9.27)$$

və ya

$$x_1 \sqrt{p_n - p_{y1}} = (1 - x_1) \sqrt{p_n - (p_{y2} + \Delta p_y)}. \quad (2.9.28)$$

Beləliklə, axın bölüşdürücüsünün girişindəki təzyiqi tapmaq üçün aşağıdakı tənliklər sistemini həll etmək lazımdır:

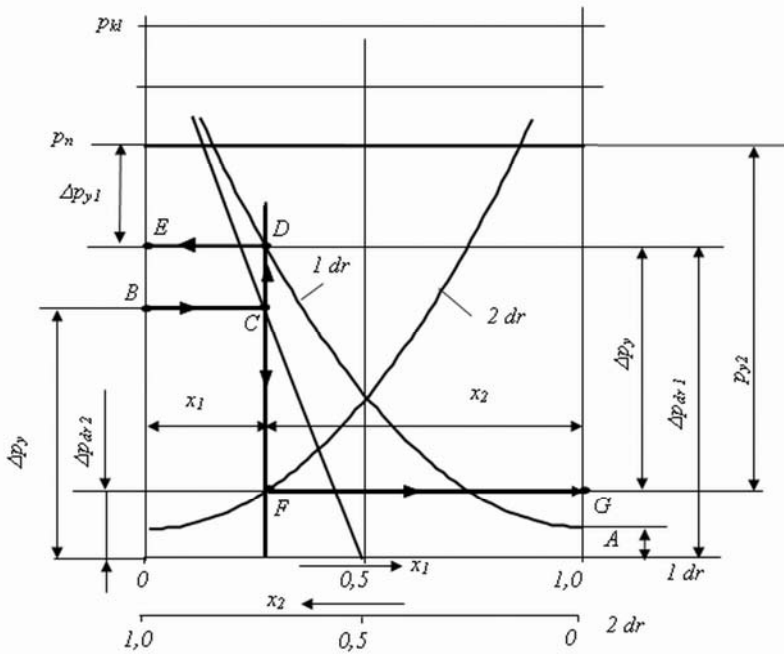
$$\begin{cases} \frac{x_1}{1 - x_1} = \frac{\sqrt{p_n - p_{y2}}}{\sqrt{p_n - (p_{y2} + \Delta p_y)}} \\ p_n = \left(\frac{Q}{2a} \right)^2 \frac{1}{x_1^2} + p_{y1}. \end{cases} \quad (2.9.29)$$

2.9.4.4. Silindrlərə fərqli yüklərin təsiri zamanı nasosun təzyiqinin qraf-analitik üsulla təyin olunması

Alınan tənliklər sistemin analitik həlli kifayət qədər mürəkkəbdir. Bu sisteminin qrafiki üsulla həll edilməsi daha asandır. Bunun üçün qidalandırıcı nasosun verilmiş sərfinə görə qabaqcadan qurulmuş drosselin xarakteristikasını $\Delta p_{dr} = f(x)$ istifadə etmək olar:

$$\Delta p_{dr} = p_n - p_{y1} = \left(\frac{Q}{2a} \right)^2 \frac{1}{x^2} = \frac{A}{x^2}. \quad (2.9.30)$$

$\Delta p_{dr1} - \Delta p_{dr2} = \Delta p_y$ əlaqəni nəzərə alaraq, $x_1 = 0 \dots 0,5$ interval üçün 1-ci drosselin xarakteristika əyrisindən 2-ci drosselin xarakteristika əyrisini çıxmaqla C nöqtəsindən keçən $\Delta p_y = f(x)$ əyrisini qurmaq olar (şəkil 2.9.14).



Şəkil 2.9.14. Hidravlik silindrlərin müxtəlif yüklənməsi zamanı nasosun təzyiqinin qrafiki üsulu ilə təyin olunması

Silindrlərə təsir edən yüklərin fərqi Δp_y olduğu halda, ordinat oxunda miqyasla həmin fərqi qeyd edib (nöqtə B) və horizontal xəttini $\Delta p_y = f(x)$ qədər çəkərək C nöqtəsi alınır. Bu nöqtədən perpendikulyar aşağı və yuxarı doğru çəkərək D və F nöqtələr vasitəsilə zolotnikin yeni vəziyyətini x_1 , drossellərdəki təzyiq

2.9. Drosselli axın bölüşdürücüləri

düşkülərinin Δp_{dr1} , Δp_{dr1} və nasosun yaratdığı təzyiqini p_n müəyyən etmək olar:

$$p_n = \Delta p_{y1} + \Delta p_{dr1} = \Delta p_{y2} + \Delta p_{dr2} = \Delta p_{y1} + \Delta p_y + \Delta p_{dr2}.$$

Bu qrafiki təsvirdə tənzimləyici drossellərin minimal müqavimətləri A qeyd olunub, köməkçi drossellərin müqavimətləri isə nasosun yaratdığı təzyiqlə p_n nəzərə alınmışdır.

3. İZLƏYİCİ HİDRAVLİK İNTİQALLAR

3.1. İZLƏYİCİ HİDRAVLİK İNTİQALLAR HAQQINDA ÜMUMİ MƏLUMAT

3.1.1. Hidravlik gücləndiricinin elementləri

Çıxış bəndi idarəetmə bəndinin hərəkətini müəyyən qayda ilə təkrar edən hidravlik intiqallar *izləyici hidravlik intiqallar* adlanır. İzləyici hidravlik intiqallar sənayenin bir çox sahələrində, həmçinin maşın və aqreqların tənzimləmə və idarəetmə sistemlərində geniş tətbiq edilir.

İzləyici hidravlik intiqal izləməklə yanaşı gücləndirmə funksiyasını da yerinə yetirir.

Hidravlik gücləndirici – hidravlik aparatlar və həcmi hidravlik mühərriklərin birləşməsi olaraq, idarə edən giriş elementin hərəkəti onun sürətinə, istiqamətinə və yerdəyişməsinə uyğunlaşdırılmış güclü idarə edilən elementin çıxış hərəkətinə çevrilir.

İzləmə növlü hidravlik gücləndiricisi güc hidravlik intiqal olaraq icraçı (çıkış) bəndi ilə idarə edən hissənin (giriş) hərəkət qanununu *izləyərək* təkrarlayır. Bunun üçün hidravlik intiqalın sistemində çıxış və giriş bəndlər arasında fasiləsiz əlaqə yaradılır, hansı ki **əks əlaqə** adlanır. Başqa sözlə, izləyici hidravlik intiqal avtomatik idarə olunan hidravlik intiqaldır, hansında ki həcmi hidravlik mühərrikin çıxış bəndinin hərəkət sürəti və gedişi (dönməsi) ona xaricdən təsir edən əvvəlcədən məlum olmayan, dəyişən kəmiyyətdən asılı olan müəyyən qanunla dəyişir.

Bu intiqalın “izləyici gücləndirici” adlandırılması ona əsaslanır ki, bu hidravlik gücləndiricinin çıxışı avtomatik olaraq əks əlaqə vasitəsilə idarə edən (giriş) və çıxış siqnallarının bir-biri ilə, ortaya çıxan uyğunsuzluğu (ziddiyyəti) aradan qaldırır. Giriş siqnalı verən qurğudan razılaşmanın vericiyə (datçik, sensor) ötürülən istənilən təsirini (yerdəyişmə, sürət və başqa amilləri)

nəzərdə tutulur. Çıxış siqnalı isə icraçı hissəni (hidravlik mühərriki) gücləndirən təsiri nəzərdə tutulur. Bunun köməyi ilə maşını hərəkətə gətirilən işçi hissəsinin tələb olunan yerdəyişməsi əldə edilir.

Hidravliki izləyən intiqallar texnikanın müxtəlif sahələrində, xüsusilə müasir nəqliyyat maşınlarının (avtomobil, gəmi, təyyarə) idarə edilməsində tətbiq olunur.

İdarə etmə sistemində izləyici hidravlik intiqallardan istifadə etməkdə məqsəd xarici işçi hissənin yükünü verilmiş qanun və sürətlə çıxışın gücünün tələb olunan qədər artımını təmin etməkdir. Bu da verilmiş maye enerjisinin istifadəsindən alınır. Yük icraçı mexanizminin çıxışına (hidravlik mühərrikin valına və ya qüvvə silindrinin ştokuna) təsir edən statik və dinamik qüvvələrdir.

Çıxış gücünün artırılma dərəcəsi (gücə görə gücləndirmə əmsalı) praktiki olaraq qeyri-məhduddur. Müasir izləyici hidravlik intiqallarda giriş siqnallarının gücləndirmə əmsalı $10^7 \dots 10^9$ qiymətlə çatı bilər.

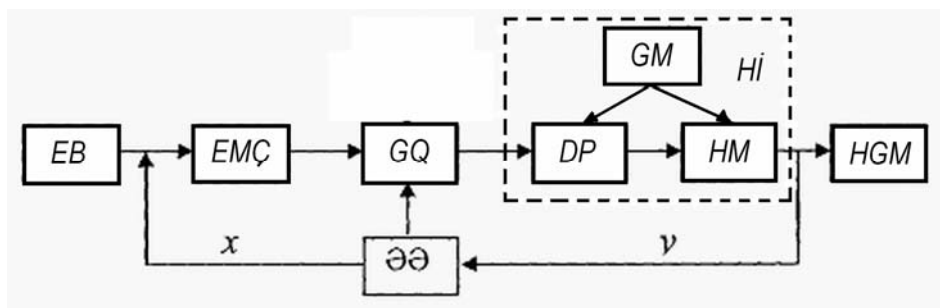
Çıxış gücü yüksək olduğu halda girişdəki siqnalın gücü sonsuz qədər az ($0,5 V_t$ və daha az) ola bilər.

3.1.2. İzləyici hidravlik intiqalların əsas göstəriciləri

İzləyici hidravlik intiqallarda giriş təsiri, adətən, maşının işçi orqanına maye axını enerjisinin köməyiylə dəfələrlə çoxalan güc şəklində ötürülür. Bunlar, adətən, hidravlik gücləndiricilər (*HG*), həcmi hidravlik mühərriklər (*HM*), hidravlik qidalandırıcı sistemlər (*QM*), tənzimlənən parametrlərlə əks əlaqəni özündə cəmləşdirir. İzləyici həcmi hidravlik intiqalın xarakterik xüsusiyyəti tənzimlənən parametrlə mənfi əks əlaqənin olmasıdır, bu da hidravlik intiqalın çıxış bəndinin vəziyyəti, sürəti, təcili və yükü ola bilər (şəkil 3.1.1). Bu şəkildə, nümunə kimi, elektromexaniki avtomatik idarə olunan drosselləşdirici paylayıcı izləyici həcmi

3.1. İzləyici hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat

hidravlik intiqalın struktur sxemi verilmişdir.



Şəkil 3.1.1. Drossellə idarə olunan elektrik izləyici intiqalın funksional sxemi:

EB – elektrik bloku; *EMÇ* – elektromexaniki çeviricisi;
GQ – gücləndirici qurğu; *DP* – drosselləşdirici paylayıcı; *HI* – həcmi hidravlik intiqal; *HGM* – hərəkətə gətirilən maşın, mexanizm;
QM – qidalandırma mənbəyi; *ƏƏ* – əks əlaqə signal çeviricisi

Hidravlik gücləndirici əsas energetik, güc və konstruktiv xüsusiyyətlərlə bağlı bir sıra əmsallarla xarakterizə olunur:

– hidravlik gücləndiricinin energetik göstəricisi – güc gücləndirmə əmsalı:

$$k_N = \frac{dN}{dN_{id}}, \quad (3.1.1)$$

burada N – çıxışda işçi maye axınının gücü; N_{id} – idarəolunmaya sərf olunan gücdür;

– gücləndirmənin qüvvə əmsalı:

$$k_P = \frac{P}{P_{id}}. \quad (3.1.2)$$

Gücləndirmənin qüvvə əmsalı k_P çıxışdakı qüvvənin P

girişdəki idarəolunma qüvvəyə P_{id} nisbətini göstərir (məsələn çıxış bəndinin işçi hidravlik motorunun qüvvəsinin idarəetmənin zolotnikindəki qüvvəyə nisbəti);

– təzyiqə görə gücləndirmə əmsalı:

$$k_{\delta} = \frac{dp}{dx}. \quad (3.1.3)$$

Təzyiqə görə gücləndirmə əmsalı keçid prosesləri dövründə çıxış bəndinin tezləşdirməsinin mümkünliyünü xarakterizə edir;

– sərfə görə gücləndirmə əmsalı:

$$k_Q = \frac{dQ}{dx}, \quad (3.1.4)$$

burada dx – idarəetmə qurğusunun elementar yerdəyişməsidir.

Sərfə görə gücləndirmə əmsalı çıxış bəndinin idarəetmə yerdəyişməsinə nisbətən cəldliyini xarakterizə edir.

3.1.3. İzləyici hidravlik intiqalların təsnifatı

Hidravlik gücləndiricilər (HG) aşağıdakı əlamətlərinə görə təsnifat olunur:

- idarəedən giriş signalının növünə görə:
 - elektrik;
 - hidravlik;
 - mexaniki;
 - qarışıq;
- gücləndirmə pillələrinin sayına görə:
 - birpilləli;
 - ikipilləli;
 - üçpilləli;
 - çoxpilləli;

- birinci pillədə tənzimləyici qurğunun növünə görə:
 - zolotnikli
 - ucluq-qapadıcı;
 - şırnaq borucuqlu;
 - iynəvarı;
- tənzimləməni aparma üzrə çıxışdakı parametrin növü:
 - vəziyyət (mövqe);
 - sürət;
 - təcil;
 - yük (təzyiq);
- əks əlaqənin növünə görə:
 - əks əlaqəsiz;
 - sərt mexaniki;
 - hidravlik;
 - elektromexaniki
 - elektrohidravlik və s.

3.1.4. Avtomatik tənzimləmə haqqında bəzi məlumatlar

İdarəolunan sistem (o cümlədən hidravliki) ümumi halda iki əsas hissədən ibarət olur: idarəolunan obyekt və idarə edən qurğu. Sistem bilavasitə və ya məsafədən əl ilə yaxud avtomatik idarə oluna bilər.

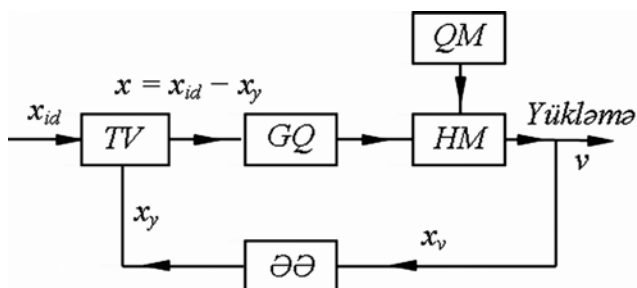
İdarəetmə obyektinin vəziyyəti bir sıra parametrlərlə xarakterizə olunur, bunlardan da bəziləri nəzarət olunan (tənzimləmə prosesində ölçülə bilən), digərləri nəzarət olunmayandırlar.

Nəzarət olunan parametrlər, hansılarla ki idarəetmə aparılır, *idarəolunan* və ya tənzimlənən adlanır (adətən y ilə işarə olunur). Parametr – hansı ki, obyekti idarə edir, *idarəedən* adlanır (adətən x , x_{id}) və idarəedən qurğudan asılı olmayan təsirlər *həyəcanlandırıcı*

3.1. İzləyici hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat

adlanır. Həyəcanlandırıcı daxili yük (məsələn qüvvə P) və ya digər maneələr (əngəllər) ola bilər. Göstərilən bir qiymət üzrə işləyən sistemlər *birəlaqəli* və ya *sadə*, çox olarsa, *çoxəlaqəli* və ya *mürəkkəb* sistemlər adlanır.

Şəkil 3.1.2-də nümunə kimi izləyici hidravlik intiqalın ümumiləşdirilmiş funksional-struktur sxemi verilmişdir.



Şəkil 3.1.2. İzləyici hidravlik intiqalın ümumi struktur sxemi:

TV – siqnalların müqayisə vericisi; GQ – siqnalı gücləndirilən qurğusu;
 HM – hidravlik mühərrik; QM – hidravlik sistemini qidalandırma mənbəyi; $\partial\partial$ – əks əlaqə siqnalın çeviricisi;
 x_{id} – xarici idarəedici siqnal; v – çıxış siqnalı;
 x_y – daxili idarəedici siqnal, $x = x_{id} - x_y$; $x_{id} x_v x_y$

İdarəolunan sistemin xarakteristikası $y = f(x, y, P...)$ əgər dəyişənlər zamandan asılı deyildirsə – *statik* və əgər parametrlərdən biri zamandan asılıdırsa – *dinamik* ola bilər. Əgər sistemin xarakteristikası xəttidirsə, onda sistemin *xətti*, əks halda *qeyri-xətti* adlanır.

Bütün idarəetmə sistemləri iki növə bölünürlər:

- açıq sistemlər (daha sadə);
- qapalı sistemlər.

Açıq sistemlərdə idarəedən təsir x (x_{id}), idarəolunan parametrdən y asılı olmur. Bu halda idarəetmə həyəcanlandırıcının təsiri olmadan müəyyənlanmış proqram üzrə sərtidir.

Qapalı sistemlərdə idarəedən parametr x əks əlaqə vasitəsilə y (x_y), idarəolunanın qiymətindən asılı olaraq əmələ gəlir: $x = x_{id} - x_y$.

Sistemin idarə olunmasında əsas rolu obyektin dinamik xarakteristikası oynayır, hansı ki: sabit, qeyri-sabit və fərqsiz (neytral) ola bilər.

Əgər daxili təsir (Δx , ΔP ...) dayandıqdan sonra obyekt vaxtaşırı başlanğıc vəziyyətə ($\Delta y \rightarrow 0$) qayıtmağa çalışırsa, onda obyekt *sabit*, əgər həyəcanlanma (Δx , ΔP) alındıqdan sonra obyekt dəyişməyə davam edərsə və başlanğıc vəziyyətə qayıtmırsa, onda *qeyri-sabitdir*. Əgər həyəcanlanma alındıqdan sonra obyekt təsirdən (Δx , ΔP ...) asılı olaraq yeni sabit vəziyyətə gəlirsə, onda obyekt *neytraldır*. Yalnız sabit obyektlər statik xarakteristikaya malik olurlar.

İdarəetmə sistemlərinin qrafiki sxemləri *struktur* və *funksional* ola bilər.

İdarəetmə sisteminin bütün bəndləri, idarəetmə signalının çevrilməsinin riyazi əməliyyatları göstərilməklə struktur sxemində qeyd edilir. Funksional sxemdə isə yalnız sistemin funksional bəndləri qeyd edilir.

Ölçü və gücləndirici qurğuların signalı *fasiləsiz* və *diskret*, müqayisə qurğusu isə uyğun olaraq *oxşar* və ya *rəqəmli* (diskret) ola bilər.

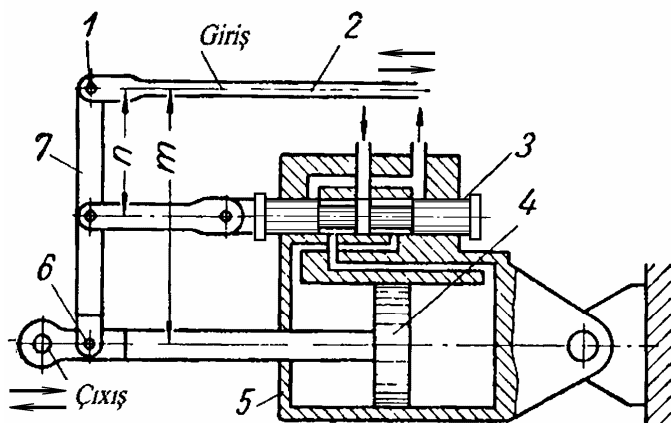
3.1.5. İzləyici hidravlik intiqalların iş prinsipi

Avtomatlaşdırılmış idarəetmə sistemlərində idarəedən signalın dəqiq emalı üçün əsasən *mənfi əks əlaqəli* sistemlər tətbiq edilir, hansılarda ki, çıxış signalı giriş signalı ilə müqayisə olunur və aralarındakı fərq sistemdə elə hərəkətlə

nəticələnir ki, bu fərq 0-a gətirilir.

Düzxətli hərəkətli hidravlik mühərrikli izləyici növlü hidravlik gücləndiricinin prinsipial sxemi şəkil 3.1.3-də göstərilir.

Bu sxemdə hidravlik güc silindrinin 5 və paylayıcının 3 gövdələri bütöv bir əsasda olmaqla maşının özülünə sərt bərkidilmişdir. Neytral vəziyyətdə paylayıcının plunjeri 3 bütün işçi pəncərələri qapayır və buna görə çıxış bəndi (silindrin ştoku) tərpənməz vəziyyətdə qalır.



Şəkil 3.1.3. Düzxətli hərəkətli hidravlik izləyici hidravlik gücləndiricinin prinsipial sxemi:

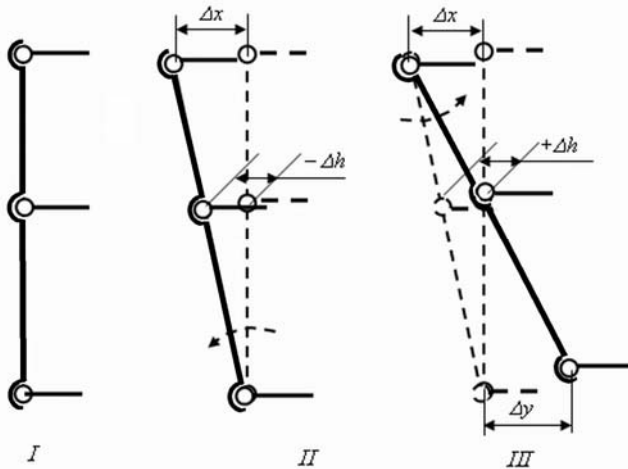
- 1, 6 – şarnirlər (oynaqlar); 2 – dartıcı (dəstək);
3 – paylayıcının ştoklu zolotniki; 4 – hidravlik güc silindrinin
porşen qrupu; 5 – silindrin gövdəsi; 7 – dirsək

Dartıcının (dəstəyinin) 2 hərəkəti zamanı (məsələn, sola – şəkil 3.1.3) dirsək 7 oynaqın 6 ətrafında saat əqrəbinin əksi istiqamətində döndür, nəticədə zolotnikin 3 plunjeri dartıcının 2 yerdəyişməsindən $\frac{m}{m-n}$ dəfə az sol tərəfə yerini dəyişir. Bu zaman paylayıcının işçi pəncərələri açılır, işçi maye qidalanma

xəttindən hidravlik güc silindrinin sol tərəfinə daxil olur, sağ tərəfdən işçi maye boşalma xəttinə sıxışdırılır, silindrin şoku isə sol tərəfə hərəkətə başlayır, dirsək 7 oynağın 1 ətrafında saat əqrəbinin istiqamətində döndür, nəticədə zolotnikin plunjeri 3 işçi pəncərələr bağlanana qədər sağa doğru hərəkət edir.

Porşenin yerdəyişməsi dartıcının yerdəyişməsinə nəzərən bir qədər gecikir, bu da zolotnikin plunjerinin qurşaqları vasitəsilə işçi pəncərələrin bağlanma dərəcəsiindən asılıdır. Plunjer 3 əks tərəfə (sağa) yerini dəyişdikdə bütün bəndlərin hərəkəti əks istiqamətdə olacaqdır.

Şəkil 3.1.4-də sərt əks əlaqəli izləyici hidravlik intiqalın bəndlərin nümunəvi kinematikası (dəstəyin sol tərəfə yer dəyişdikdə dirsəyin ardıcıl üç vəziyyəti) göstərilmişdir.



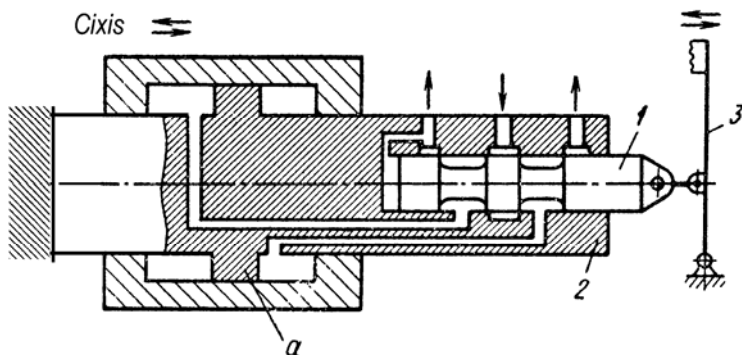
Şəkil 3.1.4. İzləyici hidravlik intiqalın bəndlərinin nümunəvi kinematikası (dəstəyin sol tərəfə yer dəyişdikdə)

Vəziyyətlər: I – ilkin; II – giriş signal verdikdə;

III – çıxış bənd 4 hərəkəti icra etdikdən sonra

Güc silindrinin ştokun daxilində yerləşdirilmiş zolotnikli əks əlaqəsiz hidravlik gücləndiricilər növü də mövcuddur (şəkil 3.1.5).

Bu gücləndiricilərdə ştok tərpənməz sərt bağlanmış olur, silindr gövdəsi isə hərəkətə gətirilən bəndlə birləşdirilir. Bu halda işçi maye silindr boşluqlarına elastik şlanqlarla (xortumlarla) və ya ştokdakı xüsusi kanallarla çatdırılır.



Şəkil 3.1.5. Güc silindrin ştokun daxilində yerləşdirilmiş zolotnikli əks əlaqəsiz hidravlik gücləndiricinin sxemi:

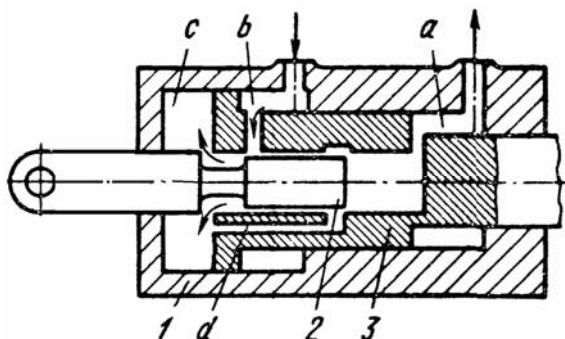
1 – zolotnik; 2 – tərpənməz ştok; 3 – siqnal vericisi – dəstək

Güc silindrin diferensial porşenin daxilində yerləşdirilmiş zolotnikli sərt əks əlaqəli hidravlik gücləndiricinin konstruktiv sxemi şəkil 3.1.6-də verilmişdir.

Silindrin 1 kamerası *b* daimi basqı xətlə əlaqədədir, kamera *a* isə axıtma xətlə birləşdirilmişdir. Porşenin daxilindəki boşluq *c* hər iki boşluqlarla (*a* və *b*) zolotnik 2 vasitəsilə birləşə bilər. Zolotnikin şəkildə göstərilən vəziyyətdə *c* kamerası hər iki boşluqlardan ayrılmışdır. *c* kamerasındakı qapanmış maye *b* kamerasındakı təzyiqə görə porşenin 3 sola doğru hərəkətinə imkan vermir.

Zolotnik 2 sağa doğru yerin dəyişdikdə *c* kamerası *b* kamerası zolotnikin qanovcuğu vasitəsilə əlaqələnir və nəticədə yüklənmiş ştok 3 təzyiqin təsiri ilə sağ istiqamətdə hərəkətə başlayacaq. Zolotnik dayandıqda, porşen, hərəkətini davam edərək, zolotnikin

pəncərələrini qapayır, b və c kameralar aralarında əlaqə kəsilir və porşen dayanır.



Şəkil 3.1.6. Güc silindrinin daxilində yerləşdirilmiş zolotnikli əks əlaqəli hidravlik gücləndiricisinin sxemi:

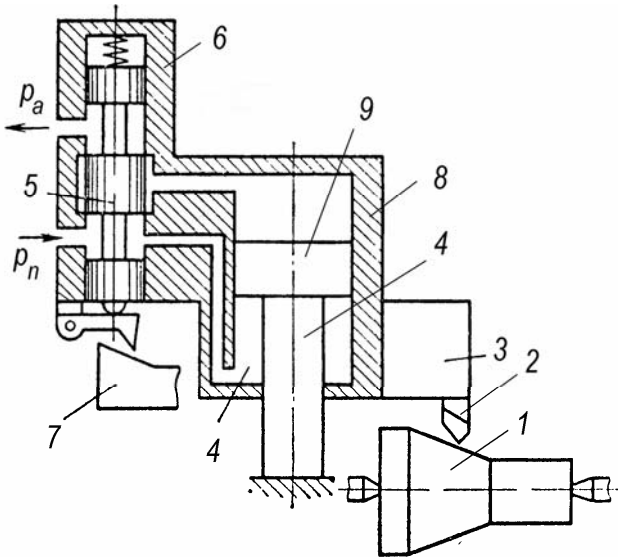
1 – silindrin gövdəsi; 2 – zolotnik; 3 – diferensial (pilləli) porşen;
 a, b, c, d – boşluqlar

Zolotnik 2 sola doğru hərəkət etdikdə silindrin c kamerası yerin dəyişdikdə c kamerası d kanal vasitəsilə a kamerası və axıtma xətlə birləşir və nəticədə yüklənmiş ştok 3 kamera b -dəki təzyiqin təsiri ilə sol istiqamətdə hərəkət edir. Yenidən, zolotnik dayandıqda, porşen, hərəkətini davam edərək, zolotnikin d kanalını qapayır, c və a kameralar aralarında əlaqə kəsilir və porşen dayanır.

Hidravlik köçürücü izləyici növlü torna dəzgahının prinsipial hidravlik sxemi şəkil 3.4.7-da verilmişdir. Məqsəd 1 sayılı hissənin konus səthinin emal edilməsi üçün kəski alətinin 2 lazımı qanuna uyğun hərəkətinin təmin edilməsidir. Bunu təmin etmək üçün zolotnikli paylayıcının 6 plunjeri 5 uyğun səthin 7 hesabına irəli-geri hərəkət etdirilir. Bu hərəkət paylayıcının zolotnikinə verilir, o da öz növbəsində nasosdan gələn hidravlik mayenin diferensial silindrinə 8 porşendən 9 aşağıdakı (ştok) boşluğuna daimi, yuxarı

3.1. İzləyici hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat

(ştoksuz) boşluğuna isə yalnız zolotnik neytral vəziyyətindən yuxarı doğru yerin dəyişdikdə ötürür. Porşenin ştoku 4 icra mexanizmi rolunu oynayır. Həmin ştok özü ilə supportu 3 və kəsicini 2 hərəkət etdirir. Beləliklə, kəsici alətinin 2 hərəkətinə 7 sayılı səth ilə nəzarət olunur. Bu dəzgaha *köçürmə* dəzgahı deyirlər.



Şəkil 3.4.7. Dəzgahda nəzarətedici hidravlik intiqalın tətbiqi

3.2. GÜCLƏNDİRİCİ QURĞULAR

İzləyici hidravlik intiqala daxil olan idarəedici signal gücləndirici qurğunun giriş həssas elementinin yerdəyişməsini təmin edib bununla hidravlik mühərrikin axınlarının istiqamətini və sərfini tənzimləmiş olur. Paylayıcının növündən asılı olaraq gücləndirici qurğular aşağıdakı tiplərdə ola bilərlər:

- zolotnikli;
- ucluq-qapadıcı növlü;
- şırnaq borucuqlu;
- iynəvarı drosselli.

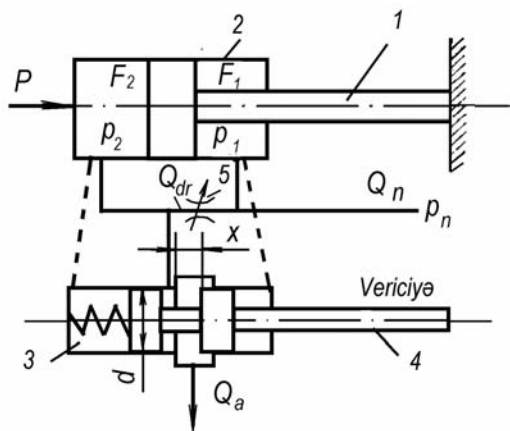
3.2.1. Zolotnikli gücləndirici qurğular

Yuxarıda qeyd olunduğu kimi, zolotnikli paylayıcı qurğular iki növ – diskret vəziyyətli və drosseləşdirici olurlar.

İzləyici hidravlik intiqalların zolotnikli paylayıcı gücləndiricilərdə əsas üç növ zolotnikli paylayıcı gücləndiricilərdən istifadə olunur: bir, iki və dörd haşiyəli (aralıqlı) zolotnikli paylayıcılar.

Şəkil 3.2.1-də bir haşiyəli drosseləşdirici zolotnikli gücləndirici qurğunun prinsipial sxemi verilmişdir.

Baxılan gücləndiricinin çıxış bəndi xarici yükün P tətbiq olunduğu hidravlik silindrin gövdəsidir 1 . Zolotnikin gövdəsi 3 hidravlik silindrin gövdəsi 1 ilə sərt (qırıq-qırıq xətlər) birləşdirilmişdir. Paylayıcının plunjeri 4 həssas elementin (vericinin) təsiri altında hərəkət edir. İşçi hidravlik silindrin porşeni 1 tərpənməz bərkidilmişdir, ona görə də yalnız gövdə hərəkət edə bilər. İşçi maye təzyiq p_n altında Q_n miqdarında gücləndirici qurğuya daxil olur. Sxemdən göründüyü kimi işçi hidravlik silindrin sağ tərəfində (ştok olan boşluqda) təzyiq $p_1 = p_n$ olacaqdır.



Şəkil 3.2.1. Bir haşiyəli drosseləşdirici paylayıcılı zolotnikli gücləndiricinin prinsipial sxemi

Hidravlik silindrin sol tərəfinə (ştoksuz boşluğa) işçi maye drosseldən 5 sonra p_2 təzyiqi ilə daxil olacaqdır. İşçi mayenin bir hissəsi Q_a miqdarında paylayıcı zolotnikdən boşalma xəttinə drossellənir.

Plunjer yerini dəyişdikdə x aralığının qiyməti dəyişir, uyğun olaraq paylayıcının hidravlik müqaviməti və silindrin sol tərəflərində təzyiq dəyişir ki, bu da silindrin yerdəyişməsinə səbəb olur. Məsələn, zolotnikin plunjeri sola sürüşdükdə (x azalır) p_2 təzyiqi artır, qüvvələr müvazinəti pozulur – hidravlik silindrin gövdəsi paylayıcının gövdəsi ilə birlikdə sola doğru ilkin x aralığını bərpa olunana qədər yerlərini dəyişəcəkdir, amma hidravlik silindr artıq yeni vəziyyətdə olacaqdır. Zolotnikin plunjeri dayandıqda hidravlik silindrin hərəkəti də dayanır (bir qədər gecikməklə). Beləliklə, baxılan sxemdə hidravlik silindrin gövdəsi paylayıcının zolotnikin plunjerini hərəkətinə sanki nəzarət edir.

Plunjerin sola hərəkətində sərf tənliyi aşağıdakı kimi alacaqdır:

3.2. Gücləndirici qurğular

$$Q_{dr} = vF_2 + Q_a , \quad (3.2.1)$$

burada Q_{dr} – drosseldən 5 keçən sərf, v – hidravlik silindrin hərəkət sürəti; F_2 – hidravlik silindrin işçi sahəsi, Q_a – boşalma xəttinə işçi maye sərfidir.

Çıxış bəndinin hərəkət sürəti (baxılan halda hidravlik silindrin gövdəsi)

$$v = \frac{Q_{dr} - Q_a}{F_2} . \quad (3.2.2)$$

Drosseldən keçən işçi maye sərfi Q_{dr} :

$$Q_{dr} = \mu_{dr} \omega_{dro} \bar{b} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} = a_{dr} \bar{b} \sqrt{p_1 - p_2} , \quad (3.2.3)$$

burada $\bar{b} = \frac{\omega_{dr}}{\omega_{dro}}$ – drosselin tənzimləyici parametrləri; a_{dr} – drosselin keçiricilik əmsəlidir.

Paylayıcının aralıqlarından keçən maye sərfi Q_a :

$$Q_a = \mu \pi d x \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} = a_p \bar{x} \sqrt{p_2} , \quad (3.2.4)$$

burada $\bar{x} = \frac{x}{x_{max}}$ – paylayıcının tənzimləyici parametrlərinin nisbi

qiyməti. a_p – paylayıcının keçiricilik əmsəlidir.

Bu ifadəni (3.5.2) tənliyində nəzərə alsaq,

$$v = \frac{1}{F_2} (a_{dr} \bar{b} \sqrt{p_1 - p_2} - a_p \bar{x} \sqrt{p_2}) \quad (3.2.5)$$

Digər bərabər şərtlərdə silindr gövdəsinin sürəti paylayıcının

3.2. Gücləndirici qurğular

tənzimləyici parametrin nisbi qiymətindən asılıdır, yəni $v = f(\bar{x})$. $\bar{x} = 0$ olduqda silindrin hərəkət sürəti v ən böyük olacaqdır və öz növbəsində drosselin tənzimləyici parametrlərindən b asılı olacaqdır:

$$v_{max} = \frac{Q_{dr}}{F_2} \bar{b} \sqrt{p_1 - p_2} \quad (3.2.6)$$

Ətalət və sürtünmə qüvvələrini nəzərə almadıqda silindrin müvazinət şərti

$$P = p_2 F_2 - p_1 F_1 \quad (3.2.7)$$

olacaqdır, və buradan

$$p_2 = \frac{p_1 F_1 + P}{F_2}. \quad (3.2.8)$$

p_2 üçün alınan ifadənin (3.5.6) tənliyində yerinə yazsaq alarıq:

$$v_{max} = \frac{Q_{dr}}{F_2} \bar{b} \sqrt{p_1 - \frac{p_1 F_1 + P}{F_2}} = \frac{Q_{dr}}{F_2} \bar{b} \sqrt{\frac{p_1(F_2 - F_1) - P}{F_2}}. \quad (3.2.9)$$

Buradan görünür ki, silindrin maksimal yerdəyişmə sürəti v yükündən P asılıdır və $\bar{b} = 1$ olduqda sürət maksimum v_{max} olur (drossel tam bağlıdır).

Sükunət vəziyyətində (silindr tərpənməzdir) $v = 0$ və ona görə $Q_{dr} = Q_a$ olduğundan:

$$a_{dr} \bar{b} \sqrt{p_1 - p_2} = a_p \bar{x} \sqrt{p_2}. \quad (3.2.10)$$

Paylayıcının və drosselin keçiricilikləri əmsallarının nisbətini

3.2. Gücləndirici qurğular

$\frac{a_p}{a_{dr}b} = c$ ilə işarə etsək, silindrin sağ və sol tərəfində təzyiqlərin nisbətini tapmaq olar:

$$p_2 = \frac{p_1}{1 + c^2 \bar{x}^2}. \quad (3.2.11)$$

Drosselin və zolotnikin sərf əmsalları eyni olsa, onda $c = \frac{\pi d}{\omega}$, və təzyiqə görə gücləndirmə əmsalı

$$k_p = \frac{dp_2}{d\bar{x}} = -\frac{2p_1 a^2 \bar{x}}{(1 + a^2 \bar{x}^2)^2}. \quad (3.2.12)$$

Təzyiq sabit ($p_1 = \text{const}$) olduqda

$$\frac{dP}{d\bar{x}} = F_2 \frac{dp_2}{d\bar{x}}, \quad (3.2.13)$$

ona görə də yükə görə gücləndirmə əmsalı k_p

$$k_p = \frac{dP}{d\bar{x}} = F_2 k_p, \quad (3.2.14)$$

və ya

$$k_p = -\frac{2p_1 a^2 \bar{x}}{(1 + a^2 \bar{x}^2)} F_2, \quad (3.2.15)$$

olacaqdır.

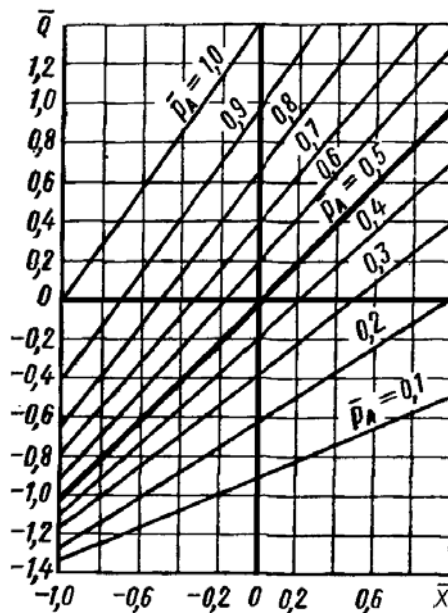
Gücləndirici qurğunun əsas xarakteristikası – sürətə görə gücləndirmə əmsalıdır k_v , hansı ki, sistemin tez təsirini xarakterizə edir. Əgər qəbul etsək ki, p_2 təzyiqi sürətdən v asılı deyil, onda (3.5.5) tənliyi istifadə etməklə alırıq:

$$k_v = \frac{dv}{d\bar{x}} = -\frac{a_p}{F_2} \sqrt{p_2} . \quad (3.2.16)$$

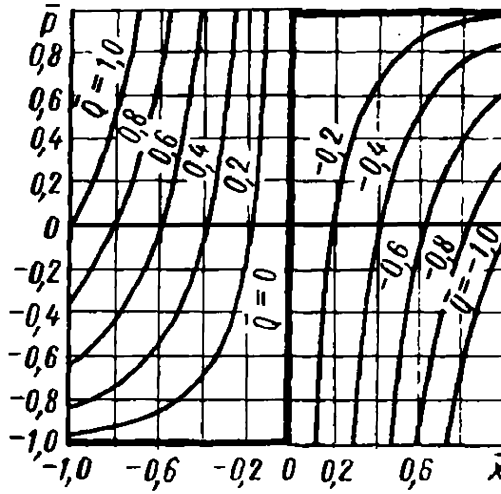
Drosselləşdirici zolotnikli paylayıcı gücləndiricilərin statik xarakteristikaları aşağıdakı şəkillərdə verilmişdir:

- bir haşiyəli ideal paylayıcı (şəkil 3.2.2);
- dörd haşiyəli ideal paylayıcı (şəkil 3.2.3);
- dörd haşiyəli real zolotnikli (şəkil 3.2.4).

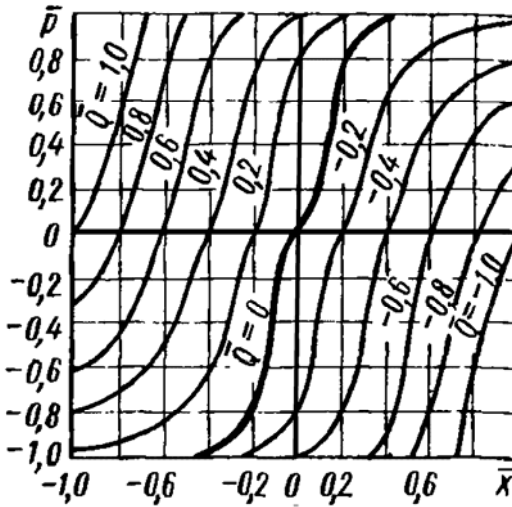
Bu statik xarakteristikalarda zolotnikli paylayıcı gücləndiricilərin nisbi parametrlərinin (nisbi sərfin $\bar{Q}$ və nisbi təzyiqin $\bar{p}$ (yükünün) zolotnikin nisbi yerdəyişməsindən $\bar{x}$ asılılıqları verilmişdir.



Şəkil 3.2.2. Bir haşiyəli drosseləşdirici zolotnikli paylayıcının statik xarakteristikası



Şəkil 3.2.3. Dörd haşiyəli drosselləşdirici zolotnikli ideal paylayıcının statik xarakteristikası

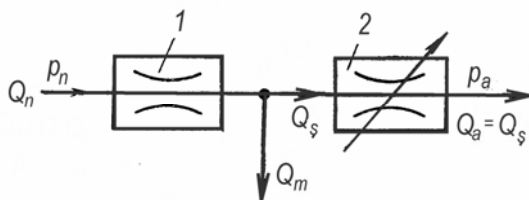


Şəkil 3.2.4. Dörd haşiyəli drosselləşdirici zolotnikli real paylayıcının statik xarakteristikası

3.2.2. Ucluq-qapadıcı tipli gücləndirici qurğusu

İzləyici sistemlərdə, xüsusilə avtomatik idarə olunanlarda, ucluq-qapadıcı növlü drosselli hidravlik gücləndiriciləri geniş yayılmışdır. Bunlar əsas olaraq iki pilləli elektrik hidravlik sistemlərdə tətbiq edilir. Birinci pillə giriş siqnalını gücləndirmək və daha az hallarda bilavasitə idarə edilmə obyektinə (hədəfə) təsir etmək üçün istifadə olunur.

Ucluq-qapadıcı gücləndiricisinin mexanizmi hidravliki potensimetri kimi qəbul etmək olar. Bu iki hidravlik müqavimətdən ibarətdir: 1-ci sabit, 2-cisinin isə qiyməti tənzim olunandır (şəkil 3.2.5).

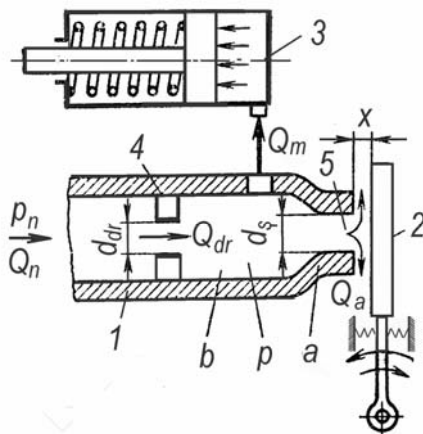


Şəkil 3.2.5. Ucluq-qapadıcı gücləndiricisinin iş prinsipinə aid sxem

Şəkil 3.2.6-da bir tərəfli təsirli hidravlik silindrinin işini idarə edilmək üçün tətbiq edilən gücləndiricinin sxemi verilir. Gücləndirici ucluqdan 1 və ona nisbətən şarnir (oymaq) ətrafında hərəkət edən lövhədən (qapadıcıdan) 2 ibarətdir. Bunların arasında x aralığı yaranır ki, bu da tənzimedicin drosselin funksiyasını yerinə yetirir.

Sabit müqavimətli drossel 4 diametrli d_{dr} dəliyi olan şaybadır (həlqədir). Drossellər (1 və 5) arası kamerası b hidravlik mühərrikin (silindrin) 3 işçi boşluğu ilə birləşdirilmişdir. Hərəkət edən lövhəni 2 döndərməklə x məsafəsini dəyişmək olar ki, bununla da mühərriyə 3 daxil olan sərfi Q_m və oradakı təzyiq p tənzim edilir. x aralığını azaltmaqla b kamerasındakı təzyiqin

qiymətini, silindrin yayın sıxılması və hidravlik mühərrikinin 3 ştokuna təsir edən xarici qüvvə ilə təyin edilən qiymətdən çox olduqda, hidravlik mühərrikin ştoku yayı sıxaraq sola hərəkət edir. Təzyiq p azaldıqda yay hidravlik mühərrikin porşenini əvvəlki vəziyyətə qaytarır. Qapadıcının 2 kifayət uzunluğu olan dönən qola birləşir ki, bu qapadıcının irəliləmə hərəkəti etməsinə və aralığın praktiki olaraq paralel dəyişməsinə imkan yaradır.



Şəkil 3.2.6. Ucluq-qapadıcı tipli gücləndirici qurğusu sistemin sxemi.

1 – ucluq; 2 – qapadıcı; 3 – hidravlik silindr;
4 – tənzimlənməyən drossel; 5 – ucluğun dəliyi

Q_n miqdarda işçi maye axını p_n təzyiqi altında ucluğa daxil olur və d_{dr} diametrli dəliyi olan tənzimlənməyən drosseli 4 keçdikdən sonra ($Q_n = Q_{dr}$) iki axına bölünür:

– axının bir (əsas) hissəsi $Q_a = Q_s$ ucluğun çıxış dəliyi 5 və ucluğun və qapadıcı 2 arasında yarıqdan keçməklə şırnaq şəkilində ucluğu tərk edir;

– axının digər hissəsi Q_m – icraçı hidravlik mühərriklə silindrə 3 daxil olur, yəni:

$$Q_{dr} = Q_s + Q_m \quad (3.2.17)$$

Drossellər arası kameradakı b təzyiqin tənzim edici drosselin müqavimətindən asılı olaraq dəyişməsi baxılan hidravlik potensimetrlin xarakteristikasıdır. $Re \geq 600$ olduqda ucluğun çıxış dəliyində təzyiq itkisini əsas olaraq aralıqda axının sıxılmasından sonra birdən genişlənməsindən əmələ gələn hidravlik müqavimət yaradır. Nəticədə mayenin sürəti birdən düşür.

Qapadıcının 2 vəziyyətindən asılı olaraq x yarığının və təzyiqin p qiyməti dəyişir. Yarığın x kiçilməsi ilə təzyiq p artır və əksinə x -in artması ilə təzyiq p azalır.

Drosseldən 4 keçən maye axını sərfi:

$$Q_{dr} = \mu_{dr} \omega_{dr} \sqrt{\frac{2(p_n - p)}{\rho}} = a_{dr} \sqrt{p_n - p}, \quad (3.2.18)$$

harada $\omega_{dr} = \frac{\pi d_{dr}^2}{4}$ – tənzimləyən drosseldəki dəliyin sahəsi, ρ – işçi mayenin sıxlığı, μ_{dr} – dəliyin sərf əmsalıdır.

Ucluq və qapadıcı arasındakı yarıqdan keçən işçi maye sərfi aşağıdakı tənlik ilə hesablanır:

$$Q_s = \mu_s \pi d_s x \sqrt{\frac{2p}{\rho}} = a_s \bar{x} \sqrt{p}, \quad (3.2.19)$$

harada μ_s – yarığın sərf əmsalı, $\bar{x}$ – qapadıcının nisbi yerdəyişməsidir.

Adətən, hidravlik mühərrikin sərfi yarıqdan keçən maye sərfi ilə müqayisədə çox kiçikdir və buna görə də qərarlaşmış rejimdə Q_{dr} və Q_s sərfələrini bərabər qəbul etmək olar:

$$a_{dr} \sqrt{p_n - p} = a_s \bar{x} \sqrt{p}, \quad (3.2.20)$$

3.2. Gücləndirici qurğular

$$\frac{a_s}{a_{dr}} = \bar{a} \text{ ilə işarə edib və } p\text{-yə görə həll etsək, } \bar{x} \text{ yarığına}$$

nəzərə nəzəriyyənin qiyməti üçün aşağıdakı düsturu alırıq:

$$p = \frac{p_n}{1 + a^2 \bar{x}^2}, \quad (3.2.21)$$

Verilən asılılıq $x < \frac{d_s}{4}$ halı üçün doğrudur. Təzyiqə görə güclənmə əmsalı k_p bərabərdir:

$$k_p = \frac{dp}{d\bar{x}} = -\frac{2p_n a^2 \bar{x}}{(1 + a^2 \bar{x}^2)^2}, \quad (3.2.22)$$

(3.2.21) və (3.2.22) düsturlardan göründüyü kimi, x -in artması ilə təzyiq p azalır və gücləndirmə əmsalı yarığın qiymətindən asılıdır. (3.2.22) asılılığının təhlili göstərir ki, gücləndirmə əmsalının ən böyük qiyməti $\bar{x} = \frac{1}{\bar{a}\sqrt{3}} = \frac{0,577}{\bar{a}}$ və təzyiqin $p = 0,75 p_n$ qiymətlərində olacaq:

$$k_{p \max} = -\frac{3\sqrt{3}}{8} 0,65 \bar{a} p_n.$$

Qapadıcıya maye axını tərəfindən təsir edən qüvvə aşağıdakı tənliklə təyin olunur:

$$F = F_1 + F_2 = \rho \frac{4Q_s^2}{\pi d_s^2} + p \frac{\pi d_s^2}{4} \left(1 - 16 \frac{\mu_q^2}{\mu_{dr}^2} \frac{x^2}{d_s^2} \right), \quad (3.2.23)$$

burada F_1 – işçi maye axını hərəkəti miqdarının dəyişməsi ilə

3.2. Gücləndirici qurğular

əmələ gələn qüvvə, F_2 – təzyiqlə şərtlənən qüvvədir. $\mu_s = \mu_{dr} = 0,8$ qəbul etsək, onda qapadıcıya maye axını tərəfindən təsir edən qüvvə olacaqdır:

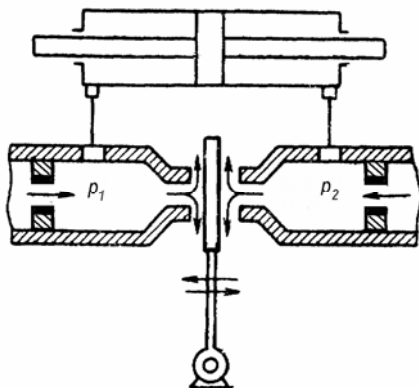
$$F = p \frac{\pi d_s^2}{4} \left(1 + 4 \frac{x^2}{d_s^2} \right), \quad (3.2.24)$$

və (3.2.21) ifadəni nəzərə alaraq tapa bilinər ki, F bərabərdir:

$$F = p \frac{\pi d_s^2}{4} \frac{1 + 4 \frac{x^2}{d_s^2}}{1 + 16 d_{dr}^2 \frac{x^2}{d_s^4}}, \quad (3.2.25)$$

Ucluğun çıxış dəliyi diametri d_s adətən 0,1...2 mm-ə qədər, drosselin dəliyi diametri $d_{dr} = 1...4$ mm qəbul edilir ($d_s^2/d_{dr}^2 \geq 2$ münasibəti təmin etmək üçün, adətən, $d_{dr} > 2d_s$ olur).

Qapadıcıda axın sürətinin təsirindən yaranan yüklənmələrdən (qüvvələrdən) azad olmaq üçün iki ucluqlu sxemdən istifadə edilir (şəkil 3.2.7).

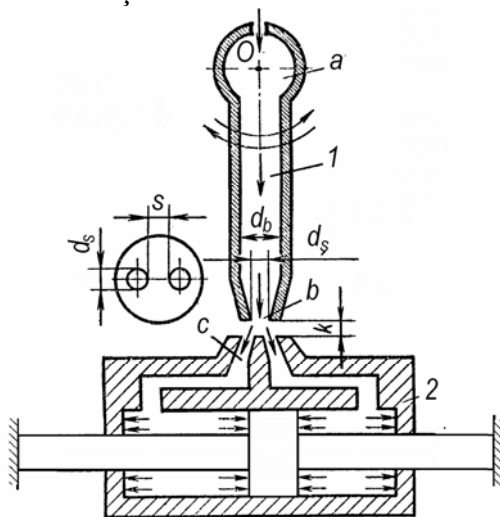


Şəkil 3.2.7. İki ucluluqlu gücləndirici qurğunun sxemi

Bu halda silindrin sağ boşluğu qapanmış şəkildədir. Lövhanin *1* ucluğa görə yerin dəyişdikdə zolotnikin plunjerinə *2* təsir edən qüvvələrin müvazinəti pozulur və o, öz yerin dəyişərək, silindrin sağ boşluğunu ya çənlə, ya da qidalandırıcı mənbəyi ilə birləşdirir. Yayın *4* təsirinə görə porşenin yerdəyişməsi qapadıcının yerdəyişməsi x ilə mütənəsibdir və bu səbəbdən zolotnikdən keçən maye axının sərfi də qapadıcının yerdəyişməsi ilə mütənəsibdir, yəni bu gücləndiricidə tənzimləmə təzyiqə görə əks əlaqə vasitəsilə aparılır.

3.2.3. Şırnaq borucuqlu gücləndirici qurğular

Şırnaq borucuqlu gücləndirici qurğuların prinsipial sxemi şəkil 3.2.8-də göstərilmişdir.



Şəkil 3.2.8. Şırnaq borucuqlu gücləndirici quruluşun sxemi

İşçi maye təzyiq altında (6 MPa qədər) xarici (həssas elementin) təsirlər altında O oxu ətrafında sərbəst fırlana bilən borucuğa *1* ötürülür. Uzunluğu 150...170 mm olan borucuğun ucu

lülək b ilə təchiz olunmuşdur. Hidravlik silindrin 2 gövdəsində 4...8 mm məsafədə iki qəbul dəlikləri c yerləşir. Oradan işçi maye hidravlik silindrin işçi boşluqlarına daxil olur. Neytral vəziyyətdə hidravlik silindrin hər iki boşluğunda təzyiq bərabər olur və çıxış bəndi (bu halda hidravlik silindrin gövdəsi) tərpənməzdir.

Boru yerini dəyişdikdə, məsələn, sola, silindrin sol boşluğunda təzyiq artacaq, sağda isə azalacaq və nəticədə silindrin gövdəsi qəbul dəlikləri c şırnaq borucuğunun çıxış dəliyinin b nəzərən neytral vəziyyətə alana qədər sola sürüşəcək. Buradan göründüyü kimi, silindrin gövdəsi, faktiki olaraq, şırnaq borucuğunun hərəkətinin izləyicisidir.

Borudan keçən mayenin axma sürətini və sərfini tapmaq üçün şırnaq borucuğunun giriş və çıxışı üçün yazılmış Bernulli tənliyindən istifadə etmək olar:

$$\frac{p_n}{\rho g} + \frac{\alpha v_g^2}{2g} = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{\alpha v_s^2}{2g} + h_{it}, \quad (3.2.26)$$

burada p_n, p_a – borucuğunun girişində və çıxışında təzyiqlər; α – hərəkət rejimindən asılı Kariolis əmsalı; v_g, v_s – borucuğunun girişində və çıxış dəliyində işçi mayenin sürəti; h_{it} – şırnaq borucuğunda basqı itkisidir.

Nəzərə alsaq ki, şırnağın çıxış sürəti giriş sürətindən dəfələrlə böyükdür ($v_s \gg v_g$, onda yazıla bilər:

$$\frac{p_n}{\rho g} = \frac{\alpha v_s^2}{2g} + h_{it}. \quad (3.2.27)$$

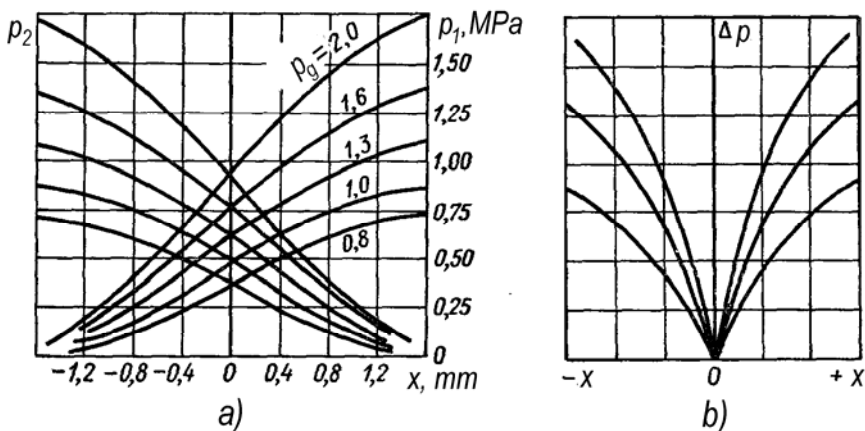
Silindrdəki qəbuledici dəliklərin diametri d_s lüləyin çıxış diametrinə d_g olan nisbətini $d_s/d_g = 1,4$ dəliklər aralarında məsafə $k = 4 d_g$ (adətən, $d_g = 2...2,5$ mm, $d_s = 1,5...2$ mm), qəbuledici dəliklər arasında məsafə $s = 0,2...0,5$ mm qəbul olunur.

Borucuğun girişində $p_n = 1,0$ MPa = 10^6 Pa olduqda,

3.2. Gücləndirici qurğular

borucuqda basqı itkisi təxminən $\approx 1,5 \cdot 10^5$ Pa, axının turbulent rejimində $\alpha = 1$, borucuğunun çıxış diametri $d_s = 1,5$ mm olduqda mayenin sürəti $v_s = 25 \dots 30$ m/san, mayenin sərfi isə $0,06 \dots 0,08$ dm³/san qiyməti alır.

Şəkil 3.2.9, *a*-da təcrübi üsulla tapılan şırnaq borucuqlu gücləndiricisinin statik nümunəvi xarakteristikaları verilmişdir. Burada borucuğun girişində müxtəlif təzyiqlər olduqda ($0,8 \dots 2,0$ MPa) qəbuledici dəliklərdə əmələ gələn təzyiqlərin (p_1 və p_2) borucuğun yerdəyişməsindən x asılılıqları qurulmuşdurlar. Şəkil 3.2.9, *b*-də həmin statik xarakteristikaları $\Delta p = p_1 - p_2$ və x koordinatlarda qurulublar və bunlar borucuqlu qurğunun gücləndirici əmsalını k_p tapmaq imkanı verirlər. Bunun üçün hər hansı x qiymətində qapadıcının yerdəyişməsinin artımına Δx uyğun qrafiki üsulla xarakteristikalardan təzyiqin artımını tapmaq lazımdır.

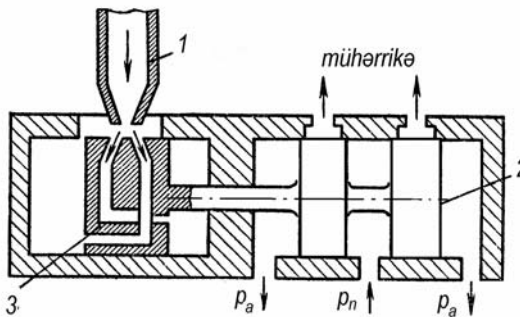


Şəkil 3.2.9. Şırnaq borucuqlu gücləndiricisinin statik nümunəvi xarakteristikaları

a) p_1 və $p_2 = f(x)$; *b)* $\Delta p = p_1 - p_2 = f(x)$

Şırnaq borucuqlu gücləndiricinin çıxış signalın gücünün artırmaq məqsədilə iki pilləli gücləndirici qurğu tətbiq olunur

(şəkil 3.2.10), hansında ki birinci pillə kimi şırnaq borucuqlu gücləndirici 1, ikinci pillə kimi isə zolotnikli drosseləşdirici paylayıcı 2 tətbiq olunur. Qəbuledici dəliklər əsas paylayıcı zolotniklə 2 sərt birləşən porşenin 3 gövdəsində yerləşdirilmişdir. Bu səbəbdən paylayıcı zolotnik borucuğun hərəkətini “izləyir”, hansı ki öz növbəsində giriş signalı ilə hərəkətə gətirilir.



Şəkil 3.2.10. Şırnaq borucuqlu iki pilləli gücləndirici qurğunun sxemi

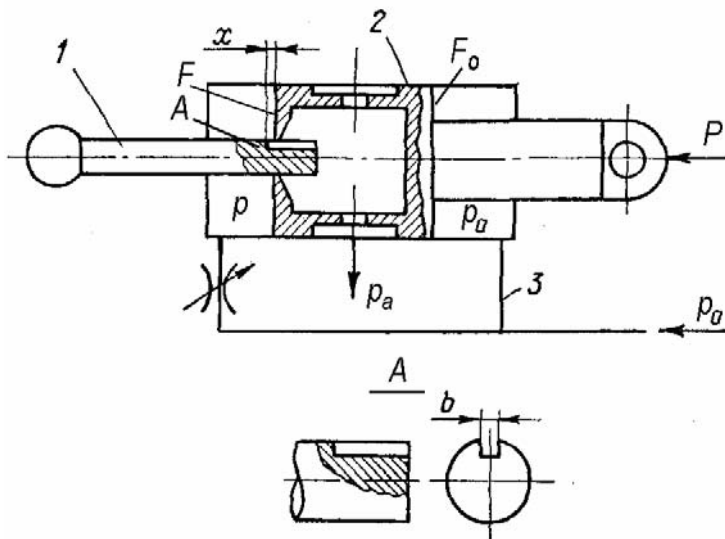
3.2.4. İynəli drosselli hidravlik gücləndiricisi

İynəli drosselli hidravlik gücləndiricilərin konstruksiyaları nisbətən sadədir. Bu tipli gücləndiricinin prinsipial sxemi şəkil 3.2.11-də verilmişdir.

İynə 1 porşenin 2 daxilindəki axıtma xətlə birləşən boşluğuna daxil olur. Porşen 2 silindrin daxilində hərəkət edir. Silindrin ştok tərəfdəki boşluğuna yüksək təzyiq p_o daxil olur. Həmin kanal 3 drossellə silindrin ştoksuz boşluğu ilə də əlaqəsi vardır. Porşenin ştok tərəfdəki işçi sahəsi F_o , ştoksuz tərəfdəki isə – F -dir. İynə ucunda b enində dördbucaqlı sabit və ya maili dəyişən en kəsikli yarığı vardır. Porşenlə iynə arasında izləmə mövcuddur. İynə sağ istiqamətində yerin dəyişdikdə ara məsafə x kiçilir (drosselin keçid sahəsi azalır, hidravlik müqavimət artır), nəticədə porşenin ştoksuz boşluğunda təzyiq p artır və porşen iynə dayanana kimi sağa doğru

3.2. Gücləndirici qurğular

hərəkət edir. İynə dayananda porşen də dayanır, ona görə ki məsafə x əlavə artsa təzyiq p azalacaqdır və qüvvələr müvazinəti pozulacaqdır. Analoji olaraq, iynə sola doğru yerini dəyişdikdə məsafənin x artmasına görə ştoksuz boşluğunda təzyiq p azalır və porşen iynə hərəkət edən tərəfə yerdəyişməsinə başlayacaqdır. İynənin diametri d ştokun diametrindən olduqca kiçik olduğuna görə porşenin F işçi sahəsi ştoksuz tərəfdəki işçi sahəsində F_o bir neçə dəfə artıqdır və iynəyə tətbiq olunan qüvvə ilə ştoka dəfələrlə artıq təsir olan qüvvəni P dəf etmək olur.



Şəkil 3.2.11. İynəli drosselli hidravlik gücləndiricinin sxemi

Ətalət qüvvələrini nəzərə almamaqla

$$pF = p_o F_o + P, \quad (3.2.28)$$

burada P – ştoka təsir edən faydalı qüvvədir, o cümlədən sürtünmə qüvvələri daxil olmaqla.

3.2. Gücləndirici qurğular

İynənin tərpənməz halında drosseldən Q_{dr} və iynədən Q_i keçən maye axınlarının eyni olduğundan $Q_{dr} = Q_i$ və

$$Q_{dr} = \mu_{dr} \omega_{dr o} \bar{b} \sqrt{\frac{2(p_o - p)}{\rho}}; \quad Q_i = \mu x b \sqrt{\frac{2p}{\rho}}, \quad (3.2.29)$$

haradakı μ_{dr} , μ – tənzimlənən drosselin və keçid aralığının sərf əmsalları, x , b – aranın uzunluğu və eni, $\omega_{dr o}$ – drosselin maksimal keçid sahəsidir.

Tənliklərin sağ tərəflərini bərabərləşdirsək, alınır:

$$\mu_{dr} \omega_{dr o} \bar{b} \sqrt{\frac{2(p_o - p)}{\rho}} = \mu x b \sqrt{\frac{2p}{\rho}}, \quad (3.2.30)$$

və $a = \frac{\mu b}{\mu_{dr} \omega_{dr o}}$ qəbul edərək bir neçə sadə dəyişdirmələri aparıb, alırıq:

$$p = \frac{p_o}{1 + a^2 x^2}. \quad (3.2.31)$$

Buradan görünür ki, alınan tənlik ucluq-qapadıcı gücləndiricisi üçün tapılan tənliklə eynidir və iynəli gücləndiricisinin təzyiqə görə gücləndirmə əmsalı k_p bərabərdir:

$$k_p = \frac{dp}{dx} = - \frac{2 p_o a^2 x}{(1 + a^2 x^2)^2}. \quad (3.2.32)$$

Gücləndirici əmsalının maksimal qiyməti $x = \frac{1}{a\sqrt{3}}$ olduqda baş verir və ona uyğun silindrin ştoksuz boşluğunda təzyiq

$$p = \frac{3}{4} p_o \text{ olacaqdır.}$$

Tənzimlənən drosselin μ_{dr} və keçid aralığının μ sərf əmsalları eyni olduqda ($\mu_{dr} = \mu$), onda $a = \frac{b}{\omega_{dro}}$ olduğunu nəzərə alsaq, təzyiqə görə gücləndirici əmsalın qiymətini belə tapmaq olar:

$$k_p = \frac{dp_2}{dx} = - \frac{2p_o b^2 x}{(\omega_{dro}^2 + b^2 x^2)^2}. \quad (3.2.33)$$

3.2.5. Şırnaqlı gücləndiricilər

Hidropnevmoavtomatikada və hidravlik idarə olunan sistemlərində, o cümlədən hidravlik və pnevmatik hesablayan maşınlarda) şırnaqlı (axınlı) gücləndiricilərdən (cihazlardan) geniş istifadə edilir. Burada maye və qaz axınlarının bir-birinə və bərk cismə təsirindən əmələ gələn effektlərdən istifadə edilir.

Şırnaqlı gücləndiricilər iki qrupdan ibarətdir – fasiləsiz təsir edən (mütənasib gücləndiricilər) və diskret (fasilə ilə, qeyri müntəzəm) təsir edən (iki stabil vəziyyətli gücləndiricilər). Bunlar dairəvi və ya düzbucaq kəsikli kanallar şəkillərdə hazırlanırlar.

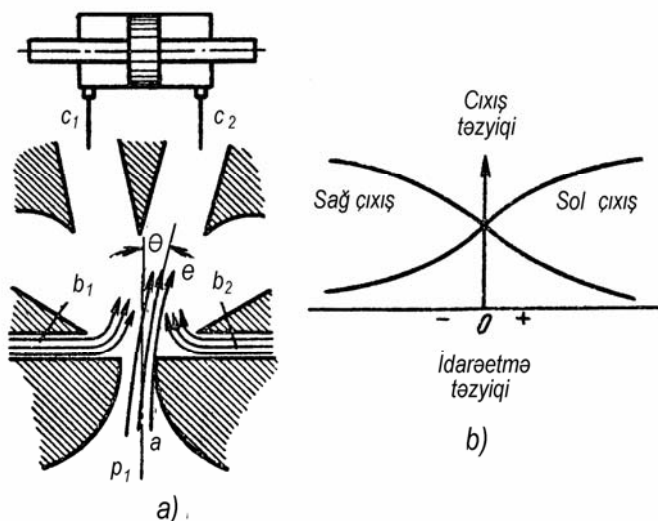
3.2.5.1. Mütənasib təsirli gücləndiricilər

Bütün şırnaqlı elementlər (şəkil 3.2.11, *a*) qidalanma kanalından (ucluqdan) a və hidravlik mühərriklə (yükə, şəkildə ikitərəfli ştoklu silindrlə) birləşən iki çıxış (qəbuledici) c_1 və c_2 kanallarından ibarətdir. Bundan başqa, cihazın təyinatından asılı olaraq onun şırnağına qarşılıqlı təsir edən e zonası (qapalı boşluq) və idarə edən b_1 və b_2 kanallar vardır.

Qəbuledici ucluqlarında c_1 və c_2 kinetik enerjisi potensial

3.2. Gücləndirici qurğular

enerjiyə (təzyiqə) çevrilir ki, bu da hidravlik mühərrikin ucluqlara birləşmiş silindrin porşeninin hərəkətini yaradır. Belə şırnaqlı gücləndiricilər formasından asılı olaraq, fasiləsiz (arasıkəsilməz) və diskret (fasiləli) əməliyyatları apara bilirlər. İdarə etmə signalı olmadıqda fasiləsiz təsirli gücləndiricidə (şəkil 3.2.11, *a*) *a* ucluqdan çıxan şırnaq yüklə (hidravlik silindrlə) əlaqədə olan c_1 və c_2 çıxış kanallarının arasında iki bərabər axına bölünür. İdarə etmə signalı kanalların birinə – b_1 və ya b_2 -yə verdikdə, qidalandırıcı şırnaq bu kanaldan əks tərəfə yönələcək, nəticədə yana dönmüş şırnaq tərəfdə çıxışdakı güc əks tərəfdə olan çıxışdakı gücündən artıq olacaq və porşen hərəkətə gələrək signal verildiyi kanala doğru mövqeyin dəyişəcək. Belə gücləndiricinin xarakteristikası qarşılıqlı təsir edən şırnaqların kamerada qarışması formasından və prosesindən, eləcə də hərəkət miqdarının mübadiləsindən asılıdır.



Şəkil 3.2.11. Mütənasib şırnaqlı gücləndiricinin işinin prinsipial sxemi:

a – iş prinsipinin sxemi; *b* – gücləndiricinin çıxışdakı təzyiqin idarə edici təzyiqdən asılılığı

Belə şırnaqlı gücləndiricinin çıxış signalı c_1 və c_2 qəbul kanallarında yaranan sərfələrin fərqi, axının hərəkət miqdarı və onun çıxışdakı yükədən asılı olaraq təzyiqlə təyin edilir. Bu qiymətlər əyilmiş axının sürətinin paylanmasıdan və əyilmə bucağı θ -dan asılıdır. Çıxış təzyiqinin idarə edicinin təzyiqlər fərqi (təzyiqlər diferensialında) asılılığı 3.2.11, b -də göstərilmişdir.

Gücləndiricinin yükün müqavimətinin dəyişməsinə (c_1 və c_2 qəbul kanallarındakı təzyiqə) qarşı həssaslığını azaltmaq üçün e kamerası dəliklərlə atmosfer ilə əlaqələnilir. c_1 və c_2 qəbul kanalları tam qapalı olduqda (məsələn, hidravlik silindrin porşeni dayandıqda) axın bu dəliklərdən atmosfərə axır.

Şırnağın əyilməsini müxtəlif üsullarla, o cümlədən b_1 və b_2 kanaldan verilən idarəedici axınlarla və ya a kanalın bucağın dəyişməklə əldə etmək olar.

3.2.5.2. Diskretli (qeyri-müntəzəmli) gücləndirici

Maye axınını paylamaq (bölmək) üçün diskretli (fasiləli) təsir edən şırnaqlı gücləndiricidən də istifadə edilir. Bu gücləndiricidə şırnaq iki sabit (dayanaqlı) vəziyyətdə olur (şəkil 3.2.12).

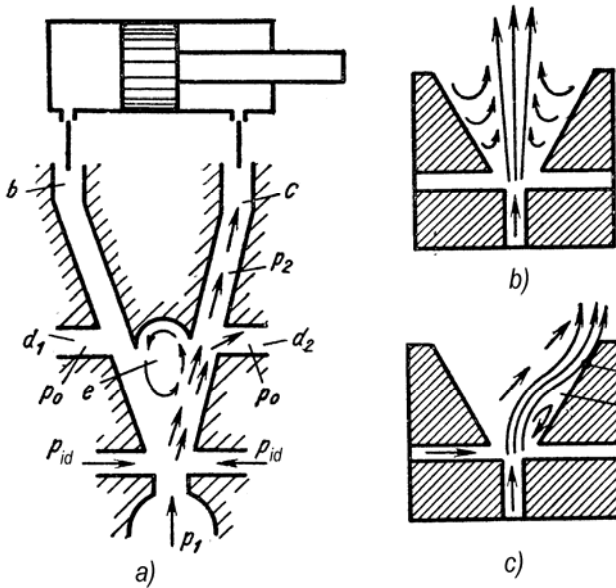
Bu gücləndiricinin quruluşunun münasib gücləndiricidən əsas fərqi şırnaqların qarşılıqlı təsir kamerasının e yan divarlarının bir-birinə yaxınlaşdırılmasıdır. Nəticədə maye şırnağının bu kameranın bir divarına «yapışması»dır.

Bu növlü gücləndiricilərdə şırnaqların qarşılıqlı təsiri düzbucaqlı kanal və ya düzbucaqlı kamera vasitəsilə yaradılır.

«Yapışma» mexanizmi şəkil 3.2.12, b və 3.2.12, c -də verilir. Şəkil 3.2.12, b -də göstərilən şırnağın mərkəzi oxu qeyri dayanaqlıdır. Şırnaq hər hansı cüzi təsirdən istənilən tərəfə əyilə bilər (şəkil 3.2.12, c). Nəticədə şırnaq ilə qarşılıqlı təsir kamerasının divarı arasında ejeksiya təsirindən ayrılmış alçaq təzyiqli dövrən (sirkulyasiyalı) zona yaranır və eninə təzyiq

3.2. Gücləndirici qurğular

düşküsu əmələ gəlir. Bunun təsirindən şırnağın sonrakı əyilməsi baş verir. Əyilən şırnağın yanında divar olduqda o həmin divara «yapışmış» olur. «Yapışmış» şırnağın bu divardan qopması və digər divara «yapışması» yalnız idarəedici axının sərfinin və təzyiqin dəyişməsi ilə baş verə bilər. Bu tipli gücləndiricilərin təzyiqə görə gücləndirmə əmsalı $k_p = 8 \dots 10$, idarə etməyə sərf olunan maye miqdarı $Q_{id} = (0,08 \dots 0,09)Q_n$ təşkil edir.



Şəkil 3.2.12. Diskret tipli şırnaqlı gücləndiricinin işinin prinsipial sxemi

3.3. ƏKS ƏLAQƏLİ İZLƏYİCİ GÜCLƏNDİRİCİ HİDRAVLİK QURĞULAR

3.3.1. Elektrohıdravlik izləyici sistemlər

Bir çox giriş siqnalları (mexaniki yerdəyişmə, mayenin təzyiqi, temperatur, qüvvə, elektrik gərginliyi və s.) asanlıqla elektrik gərginliyinə çevrilə bilər. Elektrik siqnalının üstün cəhəti onun məsafəyə ötürmənin sadəliyi, zamana görə gecikmənin olmaması, lazımı halda çox qat gücləndirilmə imkanındır.

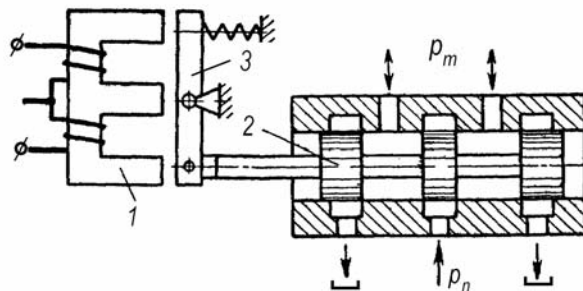
Çox hallarda bu ötürülən elektrik siqnalının gücü kiçik olduğundan, o izləyici mexanizmin idarəedici zolotnikin yerdəyişməsini təmin edə bilmir və onun gücünü lazımı səviyyəyə qədər artırması labüddür. Bu elektrik siqnalı asanlıqla müxtəlif üsullarla gücləndirici (ucluq-qapadıcı, şırnaqlı borucuqlu və s.) qurğunun vasitəsilə zolotnikin yerdəyişməsinə çevrilə bilər. Bu səbəbdən hidravlik sisteminə elektrik siqnalın əlavə bir və ya bir neçə pilləli gücləndirici daxil edilir və bununla hidravlik intiqal izləyici elektrohıdravlik intiqala çevrilir.

Hidroavtomatika sistemlərində adətən elektromexaniki idarə olunan elektrohıdravlik gücləndiricilər tətbiq olunur. Elektromexaniki idarəedici sistemin işi aşağıdakından ibarətdir: çıxış bəndinin vəziyyətinə (mövqeyinə) görə siqnalı elektrik siqnalına çevirərək sistemin girişinə daxil olan elektrik siqnalla müqayisə edir və alınan elektrik siqnallarının fərqi görə sərfi tənzimləyən paylayıcının zolotnikinə təsir edir.

Şəkil 3.3.1-də göstərilən birpilləli elektromexanik çeviricisinin sxeminə daxil olan idarəetmə elektrik siqnalını elektromaqnit bilavasitə zolotnikin plunjerinin yerdəyişməsinə çevirir.

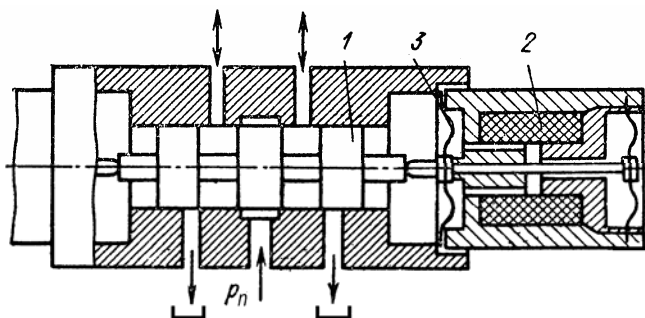
Elektrik siqnalı elektromaqnitə I ötürüldükdə lövhə (planka) 3 maqnitə tərəf yerini dəyişir və tənzimləyici

zolotnikin oynaqla birləşmiş neytral vəziyyətdə olan plunjerini 2 ardınca çəkir. Elektrik siqnalı dayandırıldıqdan sonra lövhə və plunjer yayın təsiri nəticəsində ilkin vəziyyətə qaydır. Elektrik cərəyanının istiqaməti dəyişdikdə lövhə elektromaqnitdən əks tərəfə itələnir və plunjer neytral vəziyyətə nəzərən əks istiqamətdə hərəkət alır.



Şəkil 3.3.1. Elektrik idarəetmə siqnalının elektromexanik çeviricisi ilə gücləndirilməsinin sxemi

Şəkil 3.3.2-də elektromexanik çeviricisinin konstruktiv sxemi verilmişdir.



Şəkil 3.3.2. Elektromexanik çeviricisinin konstruktiv sxemi:

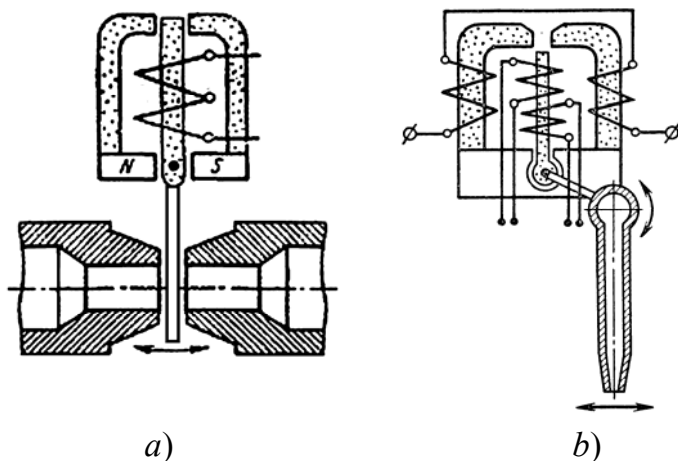
1 – plunjer; 2 – elektromaqnit; 3 – membran növlü yay

3.3. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

Bu paylayıcının zolotnik plunjerinin diametri 3...5 mm təşkil edir və zolotnikin etibarlı işləməsi üçün (“yapışması” baş verilməməsi üçün) daxil olan elektrik signalı 100...200 Hc tezliklə harmonik rəqs (ossilənmiş) şəkilində verilir.

Birkaskadlı (birpilləli) idarəedici signalını elektromexanik çeviriciləri kiçik sərtlərdə ($8...10 \text{ dm}^3/\text{dəq}$) tətbiq olunur.

Qeyd olunduğu kimi, idarəedici elektrik signal gücünün kiçik olduğundan onu gücləndirmək üçün çoxpilləli elektrohivavlik avtomatik sistemlərdən istifadə olunur. Bu sistemlərin birinci gücləndirici pilləsi kimi adətən ucluq-qapadıcı (şəkil 3.3.3, *a*) və ya şırnaqlı borucuqlardan (şəkil 3.3.3, *b*) tətbiq olunur.



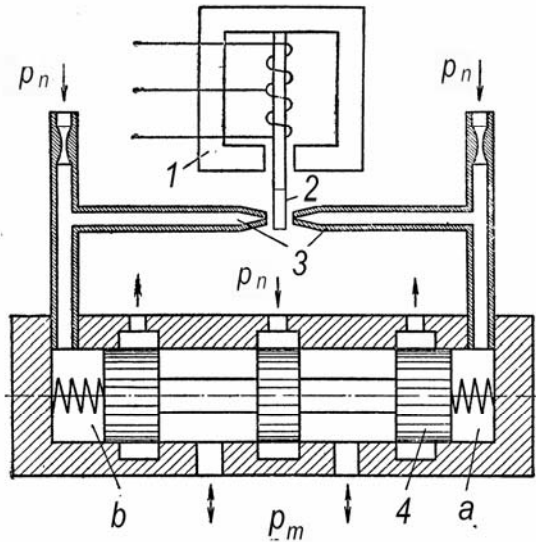
Şəkil 3.3.3. Ucluq-qapadıcı (*a*) və şırnaqlı borucuqlu (*b*) elektrohivavlik gücləndiricilərin çeviricilərinin konstruktiv sxemləri

Bu tipli elektromexaniki çeviricinin işi ondan ibarətdir ki, elektrik sarğılarında elektrik cərəyanı dəyişdikdə yaranan maqnit sahəsinin axını ilə qapadıcı və borucuq elektrik cərəyanının fərqiə mütənasib vəziyyətini dəyişməli olur. Ucluq-qapadıcı elektrohivavlik gücləndiricilər sürətli işəduşmə ilə xarakterizə

3.3. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

olunur ($\leq 0,5 \cdot 10^{-4}$ san), lakin qapadıcının addımı (yerdəyişməsi) kiçikdir ($\leq 0,15$ mm).

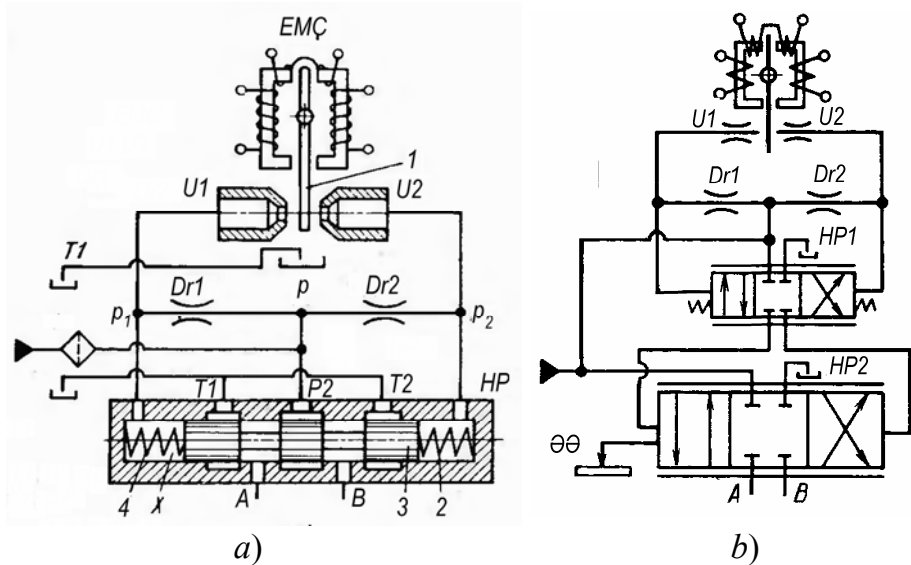
Ona görə də çox vaxt ikikaskadlı elektrohıdravlik gücləndiricilərdən (şəkil 3.3.4) istifadə edilir. Bu gücləndiricilərdə birinci pillə elektromaqnitdən 1 və ucluq-qapaq (2 və 3) tipli gücləndiricidən ibarətdir. İkinci pillə zolotnikli drosselləşdirici paylayıcı şəklində təsvir olunur. Uzlaşma siqnalı elektromaqnitə 1 daxil olduqda lövhəni 2 ucluğa 3 nəzərən yerdəyişməsi baş verir, bu isə zolotnikin *a* və *b* kameralarında təzyiqin dəyişməsi ilə nəticələnir. Plunjer neytral vəziyyətdən hərəkətə başlayır və bu zaman işçi maye hidravlik mühərrikə daxil olur. Plunjer neytral vəziyyətdən çıxdıqda *a* və *b* kameralarındakı yaylar öz vəziyyətlərini dəyişirlər (biri sıxılır, digəri isə dartılır). İdarəedici siqnal kəsildikdə bu yaylar vasitəsilə zolotnik ilkin neytral vəziyyətinə qaydır.



Şəkil 3.3.4. İki ucluqlu ikipilləli (iki kaskadlı) elektrohıdravlik gücləndirici qurğunun konstruktiv sxemi

3.3. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

Elektrohidravlik gücləndirici qurğunun çıxış signalını daha da artırmaq üçün iki pilləli gücləndiricilərdən əlavə (şəkil 3.3.5, *a*) üçpilləli gücləndiricilər (şəkil 3.3.5, *b*) tətbiq olunur, hansı ki hidravlik sxemləri şəkil 3.3.5-də göstərilmişdir.



Şəkil 3.3.5. İki (*a*) və üç pilləli (*b*) iki ucluqlu drosselləşdirici paylayıcı gücləndirici qurğuların hidravlik sxemləri:

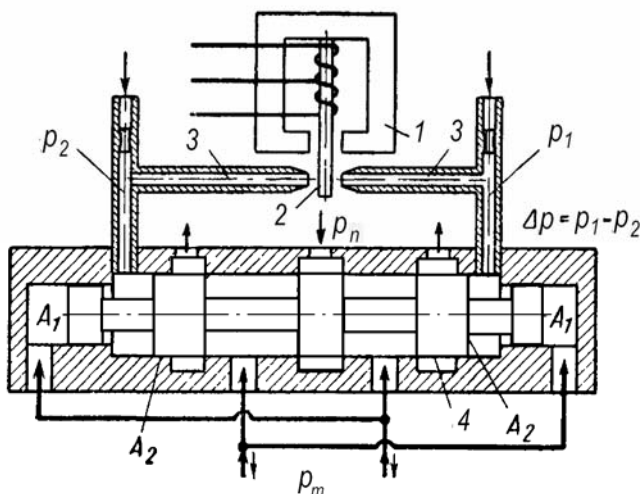
DR – drossel; *U* – ucluq-qapadıcı gücləndiricisi;
HP – drosselləşdirici zolotnikli hidravlik paylayıcısı;
EMÇ – elektromexanik çeviricisi; $\Theta\Theta$ – əks əlaqə

Hidravlik intiqalın çıxış bəndinin yerdəyişməsi zamanı əks əlaqə yaranır, hansı ki, elektromaqnitdəki gərginliyi bərpa edir və plunjer ilkin vəziyyətinə qaydır. Birkaskadlı elektromaqnitin qidalanma cərəyanının gücü 40 mA-dən çox olmur, ikikaskadlı gücləndiricilərdə isə < 15 mA olur.

Baxılan hidravlik gücləndiricilər sabit təzyiq düşküsündə tənzimlənən elementin yerdəyişməsinə mütənasib maye sərfini təmin edir.

3.3.2. Təzyiqə görə tənzimlənən elektrohidravlik gücləndiricilər

Hidravlik intiqalların tənzimlənməsində bir sıra hallarda sabit sərfdə çıxış bəndinə daxil olan işçi mayenin təzyiqinin giriş yerdəyişməsinə mütənasibliyinin təminatı tələb olunur. Şəkil 3.3.6-da ucluq-qapadıcı qurğusu olan ikikaskadlı (ikipilləli) hidravliki gücləndiricinin sxemi verilmişdir. Burada drosselləşdirici zolotnikli paylayıcıdan 4 hidravlik mühərrikə ötürülən işçi mayenin təzyiqinin p_m elektromaqnitə 1 verilən gərginliyə mütənasibliyi təmin olunur.



Şəkil 3.3.6. Təzyiqə görə tənzimlənən ikipilləli elektrohidravlik gücləndiricinin sxemi

Birinci pillənin çıxış signalı ucluğa 3 nəzərən qapadıcının 2 yerdəyişməsinə mütənəsib olan təzyiq düşküsidür $\Delta p = p_1 - p_2$, qapadıcının yerdəyişməsi isə öz növbəsində maqnit sarğısında elektrik cərəyanının dəyişməsinə uyğun gəlir. Bu təzyiq düşküsi Δp_1 zolotnikin 4 plunjerinin $A_2 - A_1$ sahələri fərqinə təsir edir. Digər tərəfdən təzyiqlər fərqi hidravlik mühərrik xətlərində p_m zolotnikin yan səthlərinə A_1 təsir göstərir. Statik müvazinət əldə edildikdə aşağıdakı bərabərlik alınır:

$$p_m A_1 = \Delta p_1 (A_2 - A_1). \quad (3.3.1)$$

Elektromaqnitə verilən signal dəyişdikdə təzyiqlər fərqi Δp_1 də dəyişir və (3.3.1) bərabərlik pozulur. (3.3.1) bərabərliyini bərpa etmək üçün zolotnik plunjerin müvafiq tərəfə yerdəyişməsi ilə hidravlik mühərrik xəttindəki təzyiqini p_m dəyişir və bununla zolotnik plunjerində hidravlik mühərrikdə təzyiqin təsirindən yaranan $p_m \cdot A_1$ qüvvəsinin $\Delta p_1 (A_2 - A_1)$ qüvvəsinə bərabərliyini təmin edir.

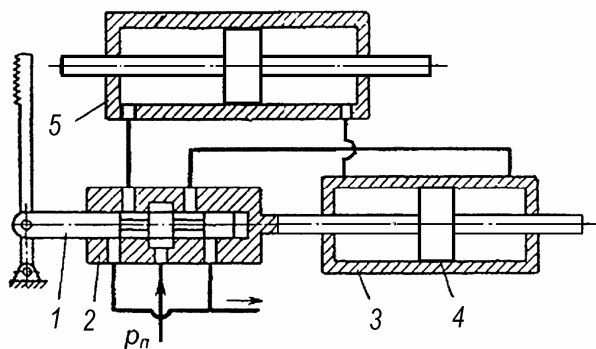
3.3.3. Mayeli əks əlaqəli hidravlik gücləndiricilər

Hidravlik intiqallarda mexaniki əks əlaqənin istifadə olunması təcrübədə onların tətbiqində bir sıra məhdudiyyətlər ortaya çıxarır. Mexaniki əks əlaqə oynaqly birləşmələrin və qovşaqların konstruksiyalarını mürəkkəbləşdirir. Bu çatışmamazlıqlar maye əks əlaqəli hidravlik gücləndiricilərdə olmur, hansı ki onların tətbiqi zamanı hidravlik mühərriklər idarəetmə bəndinə nəzərən daha səmərəli yerləşdirilə bilər.

Şəkil 3.3.7-də həcmi hidravlik mühərrikləri tənzimləmək üçün hidravlik əks əlaqəli hidravlik gücləndiricinin prinsipial sxemi verilmişdir. Tənzimləmə qurğusunun idarəetmə dəstəyi, zolotnikin plunjeri 1 ilə birləşdirilmişdir, zolotnikin gövdəsi 2 isə

ikitarəfli ştoklu köməkçi əks əlaqə hidravlik silindrinin 3 porşeninin 4 ştoku ilə sərt birləşmişdir. Köməkçi əks əlaqə silindri zolotniklə 2 və əsas güc silindrinin 5 birləşdirən xətlərdən birinə ardıcıl qoşulmuşdur.

Dəstəyin hərəkəti zamanı (məsələn, sağa) plunjer 1 sağa hərəkət edir. Bu zaman işçi maye zolotnikdən keçərək işçi silindrin 5 sol boşluğuna daxil olur. Onun çıxış bəndi sağa hərəkət edir. Bu zaman işçi maye əsas silindrin sağ boşluğundan köməkçi silindri 3 sol boşluğuna sıxışdırılır və nəticədə porşen 4 zolotnikin gövdəsi 2 ilə birlikdə sağa doğru hərəkət edir. Zolotnikin plunjeri dayandıqda (daxili siqnal kəsildə) hərəkəti davam edən porşenlə zolotnik gövdəsi paylayıcının dəliklərini qapayır və zolotnikin gövdəsi plunjerə nəzərən ilkin vəziyyətini alana qədər sağa hərəkət edir. Sxemdən görüldüyü kimi köməkçi və işçi silindrin işçi həcmələri bərabər olmalıdır. Sxemin digər çatışmazlığı: sola hərəkətdə köməkçi silindr işçi silindrin işçi təzyiqi altında olur.



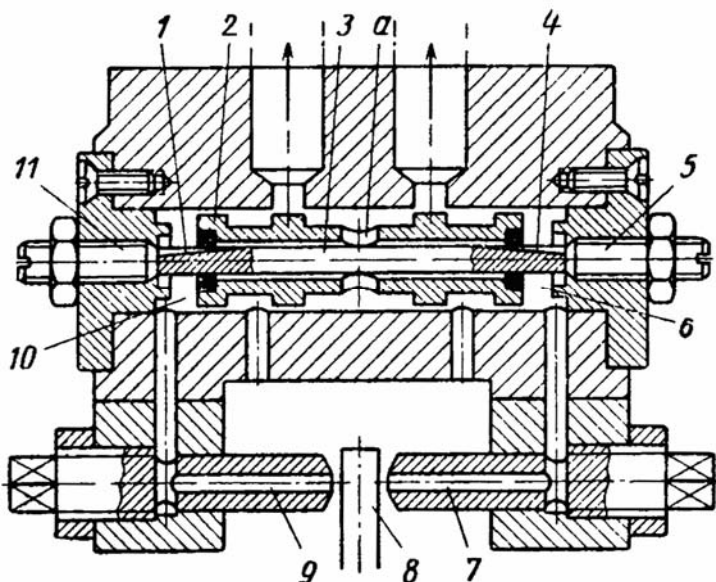
Şəkil 3.3.7. Mayeli əks əlaqəli hidravlik gücləndiricinin sxemi

Şəkil 3.3.8-də mayeli əks əlaqəli hidravlik gücləndiricinin konstruktiv sxemi verilmişdir. İşçi maye basqı xətdən paylayıcının milin 3 üstündə sürüşə bilən plunjerin 2 daxili boşluğuna daxil

3.3. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

olur. Milin səthində iki (1 və 2) maili pazlar mövcuddur. Bu pazlar vasitəsilə işçi maye 6 və 10 kameralara daxil olur və oradan ucluqlara 7 və 9 ötürülür. Ucluqların aralarında lövhə (qapadıcı) 8 yerləşdirilir. Lövhənin 8 ucluqlara nəzərən neytral (orta) vəziyyətdə olduqda 6 və 10 kameralarda təzyiqlər eynidir və plunjer 2 milin orta nöqtəsində olacaqdır. Hər hansı tərəfə lövhə 8 yerin dəyişdikdə 6 və 10 kameralardakı təzyiqlər bərabərliyi pozulur, nəticədə plunjer yerin dəyişərək, ucluq-qapadıcının birinin keçid sahəsini kiçildib digərin isə böyütmüş olur.

Ucluqların və zolotnikin ilkin vəziyyətləri dayaqqlar 5 və 11 vasitəsilə milin yerin kökləməklə tənzimlənir.

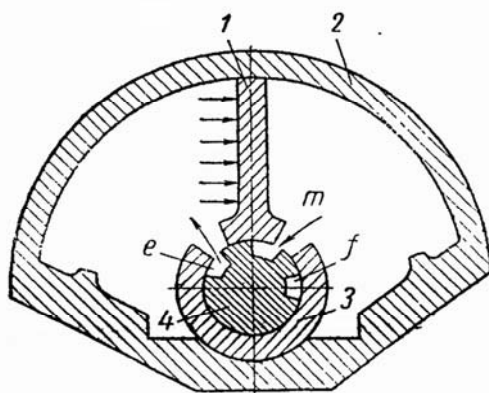


Şəkil 3.3.8. Maye əks əlaqəli hidravlik gücləndiricinin konstruksiyasının sxemi

3.3.4. Burucu momentin hidravlik gücləndiriciləri

Burucu momentin hidravlik gücləndiricilərdə dönmə təsirli hidravlik mühərrikli izləyici hidravlik intiqallarda əks əlaqə yaratmaq üçün izləyici oymaqlı dönən zolotnik (kran) istifadə edilir. Bu gücləndiricilərdə kiçik momentli fırlanma (dönmə) hərəkəti ilə yüksək momentli sinxron dönmə hərəkəti yaradılır.

Burucu moment gücləndiricili dönmə tipli izləyici hidravlik intiqalın prinsipial sxemi şəkil 3.3.9-də göstərilmişdir.



Şəkil 3.3.9. Burucu momentin hidravlik gücləndiricisinin prinsipial sxemi

İşçi mayenin təzyiqini qəbul edən lövhə 1 dövrələyici oymağa 3 malikdir, hansı ki, eyni zamanda hidravlik gücləndiricinin çıxış valı (bəndi) rolunu oynayır. Bu valın daxilində paylayıcı zolotnik 4 (tıxaclı kran) yerləşdirilmişdir, hansı ki işçi mayenin daxil olması üçün e və f kanallarına və mayenin çıxış üçün m kanalına malikdir. Zolotnik 4 əl ilə və ya gücləndirici qurğunun köməyi ilə hərəkətə gətirilir. Zolotniki müəyyən bucaq qədər döndərdikdə (məsələn, saat əqrəbi istiqamətində) e kanalı

3.3. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

açılır, işçi maye momentli hidravlik mühərrikin 2 sol işçi boşluğuna daxil olur və onun təsiri ilə lövhə 1 də saat əqrəbi istiqamətində (zolitnik 4 artıq tərpənməzdir) e kanalı yenidən bağlandığı vəziyyətə qədər hərəkət edir. İşçi maye hidravlik mühərrikin sağ boşluğunu m kanalı vasitəsi ilə tərk edir. Saat əqrəbinin əksinə dönmə üçün zolitnik 4 f kanalı açılana qədər döndərmək lazımdır.

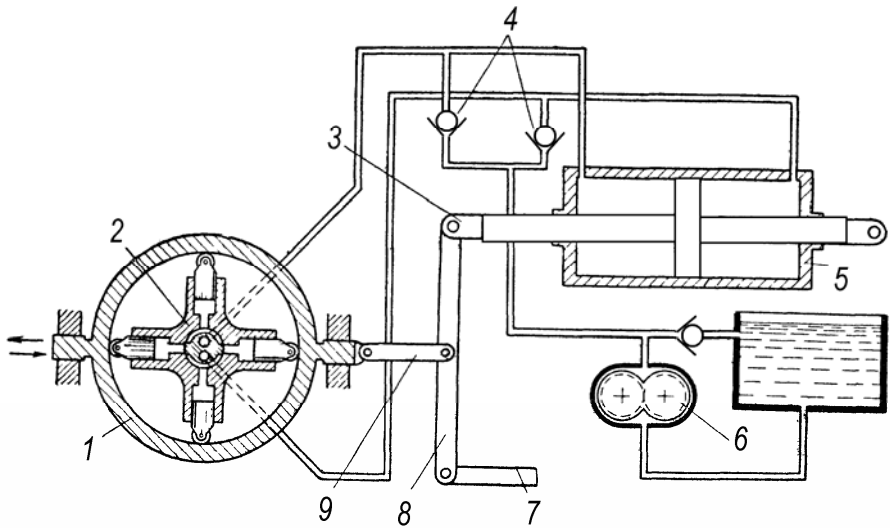
Bu tipli gücləndiricilərdə həssassızlıq zonasını azaltmaq üçün praktiki sıfır və ya kiçik qapayıcılı (0,05...0,08 mm) işçi pəncərəli zolitniklər tətbiq etmək lazımdır. Beləliklə, zolitnikin 4 izləyici oymaqlı 3 tıxacı giriş Δx və çıxış Δy siqnallarının uzlaşmalarını ölçən həssas element rolunu oynayır. Eyni zamanda çıxış valı rolunu oynayan oymaq əks mexaniki (sərt) əlaqəni yerinə yetirir.

3.3.5. Həcmi tənzimlənən hidravlik gücləndiricilər

Məlumdur ki, drossellə tənzimlənən hidravlik intiqalların FİƏ az olur. Buna görə də yüksək gücə malik (> 5 kVt) hidravlik sistemlərdə çıxış bəndənin sürəti, hidravlik mühərrikin işçi həcmnin dəyişməsi ilə həcmi maşın üsulu ilə tənzimlənir. Bu zaman hidravlik sistemdə təzyiq və sərf çıxış yükünə müvafiq dəyişir, hidravlik sistemin FİƏ isə dəyişməz qalır. Şəkil 3.3.10-də tənzimlənən radial-porşenli nasoslu hidravlik izləyici hidravlik intiqalın prinsipial sxemi verilmişdir. Nasosun gövdəsi 1 dartqı 9 vasitəsilə 8 saylı əlaqə qolla idarəetmə dartqısına 7 birləşdirilmişdir. Qolun 8 digər tərəfi çıxış bəndi olan hidravlik silindrin 5 ştokuna 3 birləşir. Hidravlik sistem qapalı tipli olduğundan işçi mayenin hidravlik sisteminə vurulması üçün dişli çarxlı nasos 6 istifadə edilir, hansı ki, əks klapanları 4 köməyi ilə maye nasosun sorma xəttinə daxil olur (təzyiq $\sim 3...4$ MPa-dır). Nasosun çıxış valı mərkəzi silindrlər bloku 2 ilə birlikdə yerində qalır.

3.3. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

Dartqı dəstəyinin 7 yerdəyişməsi zamanı (məsələn, sola) gövdə 1-də yerini sola dəyişir və nasosun eksentrisitetin e qiyməti sıfırdan fərqlənir, ona görə də nasos hidravlik silindrin sol boşluğuna maye vurmağa başlayır. Nəticədə silindrin porşeni 5 sağa doğru hərəkətə başlayır. Bu zaman qolun 8 yuxarı tərəfi sağa doğru hərəkət edir və nəticədə dartqı 9 əvvəlki vəziyyətinə qaydır, nasos isə vurmanı dayandırır (e -nin qiyməti yenidən 0-a bərabər olur). Signal olmadıqda nasos verimsiz işləyir ($e = 0$). Nasosun statorunun yerdəyişməsinə sərf olunan gücü azaltmaq üçün çox vaxt əlavə hidravlik gücləndiricilərdən istifadə edilir. Bu halda dartqı 7 ucluq-qapadıcı tipli elektromaqnit gücləndirici vasitəsilə hərəkətə gətirilir.



Şəkil 3.3.10. Tənzimlənən nasoslu izləyici hidravlik intiqal

3.3.6. İzləyici hidravlik maşınların həssashlığı və dəqiqliyi

İzləyici növlü hidravlik gücləndiricilərdən dəqiqlik və

3.3. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

həssaslıq tələb olunur. Bunlara hidravlik gücləndiriciləri xarakterizə edən xüsusiyyətlər daxildir. Bu xüsusiyyətləri hidravlik gücləndiricinin zaman və vaxt üzrə kiçik səhvlərin buraxılmasının tələb olunmasını göstərmək olar. Yuxarıda qeyd olunduğu kimi izləyici hidravlik gücləndiricilərini xarakterizə edən əsas tələbatlar onların hidravlik sistemlərin işinin həssaslıqdan, təztəsirlilikdən və dəqiqliyindən ibarətdirlər.

Hidravlik gücləndiricinin təztəsirlilik xassəsi çıxış signalının gecikmə vaxtının giriş signalının verilmə vaxtına olan nisbətlə təyin olunur.

Giriş və çıxış bəndlərinin yerdəyişmələrinin uzlaşmaması təqib etmənin səhvini təyin edir, hansı ki, öz növbəsində hidravlik intiqalın işinin dəqiqliyi ilə xarakterizə olunur.

İzləyici hidravlik intiqalların həssaslığına və dəqiqliyinə təsir edən əsas amillərdən aşağıdakıları qeyd etmək olar:

– *zolotniklərin işçi pəncərələrin qapanma qiyməti* – hidravlik paylayıcılarda qapanma pəncərələrinin zonası çox olduqca (müsbət qapanma) hidravlik mühərrikin qeyri həssas zonası və ya «ölü» zonasının qiyməti böyük olur. Bu zona hədlərində giriş bəndi hərəkət edərsə, çıxış bəndi tərpənməz qalar;

– *sükunət sürtünməsi* – statik sürtünmə həssaslıq zonasının böyüməsinə gətirir ki, bu da əks əlaqə signalının gecikməsinə səbəb olur. Bu zaman çıxış bəndi sıçrayışlı pilləli hərəkət edə bilər. Statik sürtünmə qüvvələrinin təsirini azaltmaq üçün əsasən çıxış bəndinin kiçik qiymətlərində kiçik amplitudalı və yüksək tezlikli zolotnikli yellənmə (rəqsli) hərəkətli paylayıcılar istifadə edilir;

– *hidravlik sistemin kinematik sxemində olan boşluqlar* çıxış bəndinin zərbəli hərəkətinə gətirir ki, giriş signalının başlanğıcında bu boşluq aradan qaldırılır, sonra isə çıxış bəndi hərəkətə başlayır;

– *hidravlik sistemin elementlərinin elastikliyi* – çıxış bəndi yalnız sistemin parametrlərinin müvafiq yüklə – işçi mayenin təzyiqi, boru xətləri və hidravlik maşının bəndlərinin

3.3. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

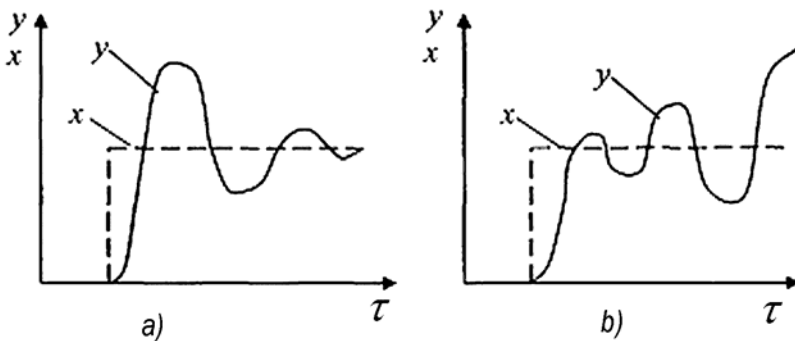
materiallarında gərginlik əldə edildikdən sonra hərəkətə başlaya bilər. Buna görə də yüksək təzyiqli hidravlik sistemlərdə rezin boru xətlərinin tətbiqi *yolverilməzdir* və ayrı-ayrı bəndlərdə – hidravlik silindrdə boru xətlərində işçi mayeyə hava və ya qazın daxil olmasının qarşısı alınmalıdır.

– *hidravlik sistemdə təzyiqdən asılı olan sızmalar* çıxış bəndinin hərəkəti yalnız o halda ola bilər ki, hidravlik sistemdə təzyiq lazımi qiymətə uyğun olur və işçi verim sızmalardan çox olur.

3.3.7. İzləyici hidravlik intiqalların işinin dayanıqlığı

Xarici mənbənin təsiri kəsildikdən sonra hidravlik sistemin müəyyən olunmuş yeni qərarlaşmış rejimə qayıtmasına dayanıqlıq deyilir.

Şəkil 3.3.11-də iki sistemin keçid rejimlərinin dayanaqlı (a) və dayanıqsız (b) tipik qrafikləri verilir.



Şəkil 3.3.11. Keçid rejimlərinin qrafikləri:

a – dayanaqlı; *b* – dayanıqsız.

x – girişdəki yerdəyişmə; *y* – çıxışdakı yerdəyişmədir;
τ – zaman

3.3. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

Qərarlaşmış rejim çıxış signalının dəyişməsi və ya xarici yükünün dəyişməklə pozula bilər. Hidravlik gücləndiricilərin işinin analizi göstərir ki, dayanıqlığını yerinə yetirmək üçün tələbatlara dəqiqliyə olan tələbatlar bir birinin əksinədir. Hidravlik sistemdə keçid rejimlərdə baş verən yellənmə hadisəsi ətraf mühitə enerjinin dissipasiyası (aşınması) ilə nəticələnən kinetik enerjinin potensial enerjiyə və ya əksinə çevrilməsidir. Bu zaman hidravlik gücləndiricinin ayrı-ayrı elementlərinin və işçi mayesinin ətalətliliklərindən irəli gələn rezonans hadisəsi də baş verə bilər. Əgər yellənmə prosesi hidravlik sistemin öz potensial və kinetik enerjisindən qidalanırsa, onda sistemdə *avtomatik yellənmə* (avtoyellənmə, avtorezonans) hadisəsi və dayanaqsızlıq prosesləri baş verə bilər.

Hidravlik gücləndiricilərin dayanaqlığına bir çox faktorlar, əsasən də aşağıdakılar təsir göstərir:

- paylayıcı qurğunun mexanizminin kinematikası;
- giriş signalının ötürülməsinin güclənmə əmsalı;
- boru xətlərinin, işçi mayenin elastikliyi;
- bərkidilmə bəndlərinin sərtliliyi;
- işçi mayenin tərkibindəki həll olmuş və həll olunmayan qazların miqdarı;
- təsir operatorları;
- hidravlik sistemin hidravlik maşınlarında və hidravlik aparatlarında zərərli həcm qiyəti;
- boşluqlar və s.

Dayanıqlığın yüksəldilməsi üçün əsas üsullar aşağıdakılardır:

- işçi pəncərələrin müsbət bağlanmalı paylayıcıların tətbiqi;
- sürətə görə güclənmə əmsalının azaldılması;
- süni sızmaların tətbiqi;
- boru xətlərində müqavimətin artırılması və süni yerli müqavimətlərin yaradılması;

3.3. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

- yellənmə enerjisinin demferləşdirilməsi (kinetik enerjisinin işçi mayenin istiliyinə çevrilməsi);
- pilləli keçid pəncərəli zolotniklərin tətbiqi;
- əlavə əks əlaqə daxil etməklə sistemin əks əlaqəsinin stabilləşdirilməsi və s.

**4. HİDRAVLİK İNTİQALIN
İDARƏ OLUNMASI
VƏ
ONUN SƏNAYEDƏ TƏTBİQİNİN
TİPİK SXEMLƏRİ**

4.1. HİDRAVLİK İNTİQALIN İDARƏ OLUNMASI

4.1.1. Hidravlik intiqalın iş dövrünün elektrik üsulu ilə idarə olunması

Hidravlik intiqalın iş dövrünün (tsiklinin) idarə olunması sistemində elektrik üsulunun tətbiqi onu xeyli sadələşdirir. Bu, kiçik ölçülü yol elektrik çeviriciləri və elektrik açarların (çox hallarda kontaktsiz çeviricilərin) hesabına reallaşır. Nümunə kimi şəkil 4.1.1-də hidravlik intiqalın iş dövrünün elektrik üsulu ilə idarə olunması sxemi göstərilmişdir. Bu hidravlik sxem «Başlanğıc vəziyyət (*BV*) – sürətli gətirmə (*SG*) – işçi veriş (*İV*) – sürətli kənarlaşdırma (*SK*)» dövrüyyəsini təmin edir.

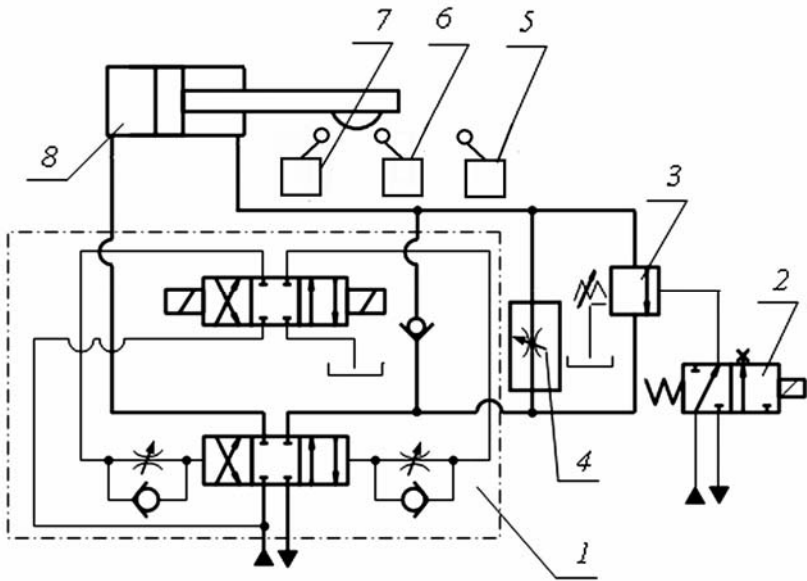
5 və 7 kənar elektrik çevirici açarları elektrohidravlik üsulu ilə idarə olunan ikipilləli hidravlik paylayıcıya 1 siqnallarını ötürür. Elektrik idarəli hidravlik paylayıcı 2 aralıq elektrik çevirici açardan 6 siqnal alır və ardıcılıq klapanını 3 idarə edir. Tənzimlənən drossel 4 vasitəsilə hidravlik silindrin 8 çıxış bəndinin işçi hərəkət sürətini uyğunlaşdırılır. İntiqalın elektrik idarə sistemi «*BV–SG–İV–SK*» dövrünü təmin edir. Qeyd etmək lazımdır ki, elektrik hissəsi mürəkkəbləşdikcə intiqalın hidravlik mexaniki hissəsi sadələşir.

İcra mexanizmin işin «*İV–SK*» dövrü üzrə işçi veriş sürətinin yükdən asılı olmayaraq sürət sabitliyini təmin edən hidravlik sistemin sxemi şəkil 4.1.2, *a*-da göstərilmişdir.

Hidravlik paylacının *HP* elektrik maqnitini *EM 1* işə saldıqda ştok irəliyə (sağa) doğru hərəkət edir. Veriş sürətini idarə etmək və sabitləşdirmək üçün girişdə əks klapanlı axın tənzimləyicisi *AT* quraşdırılır. Axıtma xətti üzərində quraşdırılmış əks klapanlı ardıcılıq hidravlik klapanı *AK* burada basqı klapanı funksiyasını yerinə yetirir. Yəni, işçi mexanizminin gedişinin keçid rejimlərində müntəzəmliyini təmin etmək üçün axında müqavimət yaradır. Kənar elektrik yol açarı *YA 2* (söndürücüsü) işə düşdüyü zaman o

4.1. Hidravlik intiqalın idarə olunması

elektrik maqnitini *EM 2* qoşur. Elektromaqnit *EM 2* ştokun istiqamətinin dəyişməsinə (hidravlik mühərrikin – silindrinin ştokunun revers hərəkətini – hərəkət istiqamətinin dəyişməsinə) təmin edir. Sürətli kənarlaşdırılmanın sonunda (ştokun sol istiqamətə hərəkətində) digər kənar elektrik yol açarı *YA 1* işə düşərək yenidən elektromaqnit *EM 1* aktivləşdirir və dövr təkrarlanır.



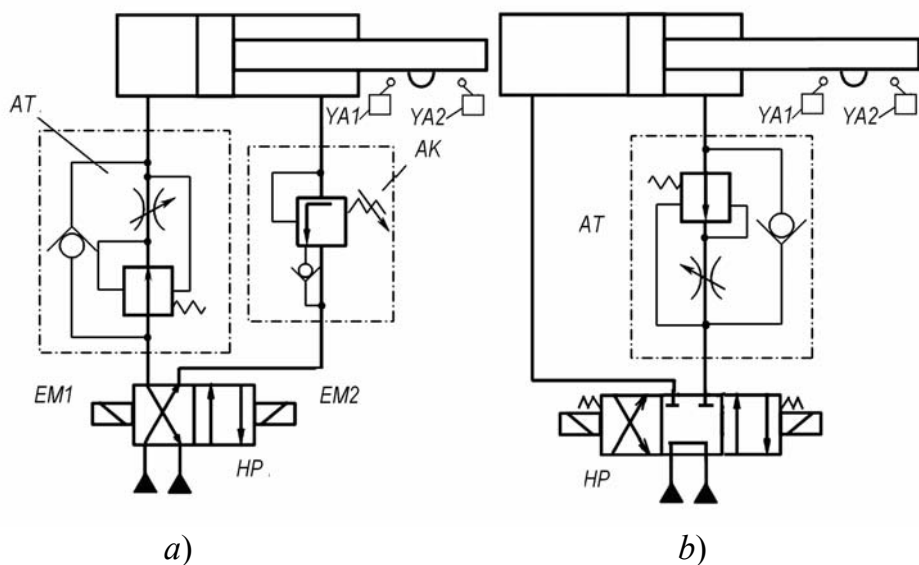
Şəkil 4.1.1. «*BV – SG – İV – SK*» dövrü elektrohidravlik üsulu ilə idarə olunan hidravlik intiqalın sxemi:

BV – başlanğıc vəziyyət; *SG* – sürətli gətirmə; *İV* – işçi veriş;
SK – sürətli kənarlaşdırma

1 – ikipilləli elektrik-hidravlik üç vəziyyətli dörd xətlə hidravlik paylayıcı; *2* – elektrik iki vəziyyətli dörd xətlə hidravlik paylayıcı;

3 – ardıcılıq klapan; *4* – tənzimlənən drossel;

5, 6, 7 – yol açarları (elektrik çeviriciləri); *8* – hidravlik güc silindri



Şəkil 4.1.2. Girişdə (a) və çıxışda (b) quraşdırılan axın tənzimləyicisi ilə işçi mexanizmin (a – « $\dot{IV}$ – SK» və b – « BV – $\dot{IV}$ – SK») dövrünü təmin edən elektrohidravlik üsulu ilə idarə olunan intiqalların hidravlik sxemləri

HP – hidravlik paylayıcı; EM – elektromaqnit; AT – axın tənzimləyicisi;
 AK – axıdıcı klapn; YA – yol açarı

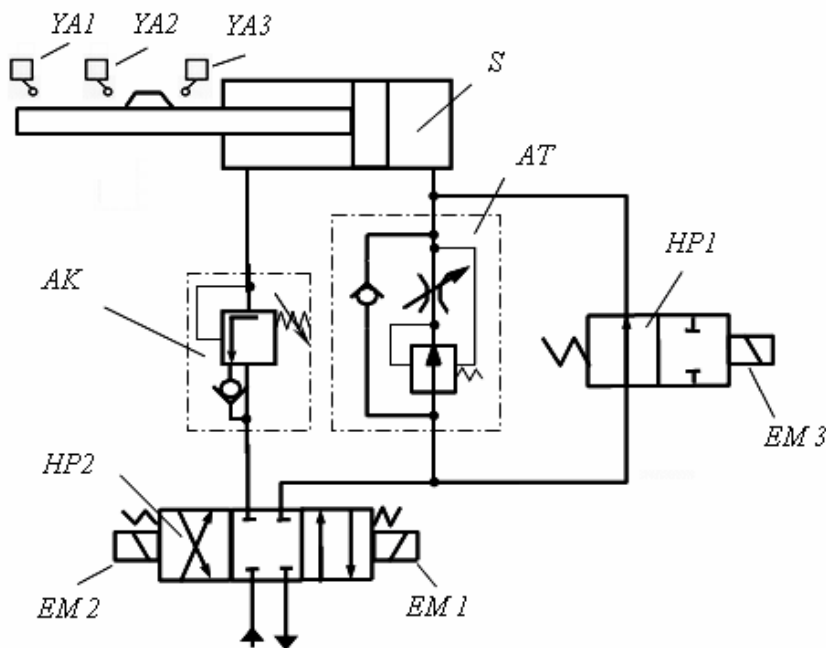
Verilmiş sxemdə sürətli geriye çəkilməsi (əks istiqamətli gedisinin sürəti) tənzimlənmir və sistemə verildiyi maye sərfindən asılıdır. Hidravlik intiqalın işinin dayandırılması əsas xəttə işçi mayenin verimini dayandırılmaqla baş verir.

Şəkil 4.1.2, b-də « BV – $\dot{IV}$ – SK» dövr ilə işləyən icra mexanizminin işçi veriş sürətinin yükədən asılı olmayaraq sürət sabitliyini çıxışdakı axın tənzimləyicisi ilə təmin edilən hidravlik sistemin sxemi təsvir olunub. Ştokun irəliyə (sağa) hərəkəti sürəti silindrin çıxışında quraşdırılmış axın (sərf) tənzimləyicisi vasitəsi

4.1. Hidravlik intiqalın idarə olunması

ilə tənzimlənilir. İntiqalın porşeninin başlanğıc vəziyyəti hidravlik paylayıcının *HP* orta vəziyyəti ilə təmin olunur. Paylayıcının bu tip sxemi tətbiq olunduqda icra mexanizmini dayandıranda və paylayıcının neytral vəziyyətində qidalandırıcı güc nasosu təzyiq altında qalmır, yəni yüksüzləşdirilir.

4.1.3 şəkilində «*BV-SG-İV-SK*» dövrü ilə işləyən hidravlik sxem təsvir olunub.



Şəkil 4.1.3. «*BV-SG-İV-SK*» işçi dövrüyyəsini təmin edən veriş intiqalının hidravliki sxemi.

S – hidravlik güc silindri; *HP* – hidravlik paylayıcı; *EM* – elektromaqnit;
AT – axın təmizləyicisi; *AK* – axıdıcı klapn; *YA* – yol açarı

Üçvəziyyətli hidravlik paylayıcının *HP2* elektromaqnit *EM1* ilə qoşulması zamanı sürətli gətirmə *SG* təmin olunur. İşçi maye

paylayıcısından *HP1* və axın tənzimləyicisindən *AT* keçərək silindrin ştok olmayan hissəsinə daxil olur. Kənar elektrik yol açarı *YA2* işləməsi *HP1* paylacının *EM3* elektrik maqnitini aktivləşdirir və mayenin *PH1* paylacının kanallarında hərəkətini dayandırır. Bununla da işçi veriş *İV* başlayır, onun sürətini girişdə qurulmuş əks klapanlı axın tənzimləyicisi *AT* təmin edir. İşçi gedişin sonunda sonluq söndürücüsü (yol açarı) *YA1* işə düşərək *EM2* elektrik maqnitini qoşur, *HP2* paylacının söndürülməsi baş verir. Bu isə öz növbəsində sürətli kənarlaşdırma *SK* prosesini təmin edir. İşçi maye əks klapanlı hidravlik ardıcılıq klapanın *AK* əks klapanından keçərək hidravlik silindrin ştok olduğu boşluğuna daxil olur. Sürətli gətirmə *SG* və sürətli kənarlaşdırma *SK* (geriyə çəkilmənin) hərəkətlərinin sürətləri tənzimlənmir. Onların qiymətləri qidalandırıcı nasosun verimi ilə müəyyənləşir.

«*BV-SG-İV-SK*» dövrü üzrə işi təmin edən hidravlik intiqalın sxemi şəkil 4.1.4-də göstərilmişdir.

Sxemin işi əvvəlki ilə analojidir. Lakin o sürətli çəkilmənin *SK* hərəkətinin tənzimlənməsinə imkan verir. Bu sxemin tətbiqi lazım gəldikdə əks klapana təchiz olunmuş drosselin *Dr* köklənməsi hesabına irəliyə və geriye çəkilmə sürətinin bərabərliyini təmin etməyə imkan verir. Üç vəziyyətli paylayıcının istifadə olunması porşeni ilkin vəziyyətində saxlamağa imkan verir. Buna onun bağlayıcı-tənzimləyici elementinin orta vəziyyətdə saxlamaqla nail olunur (*EM1* və *EM2* söndürüldüyü halda).

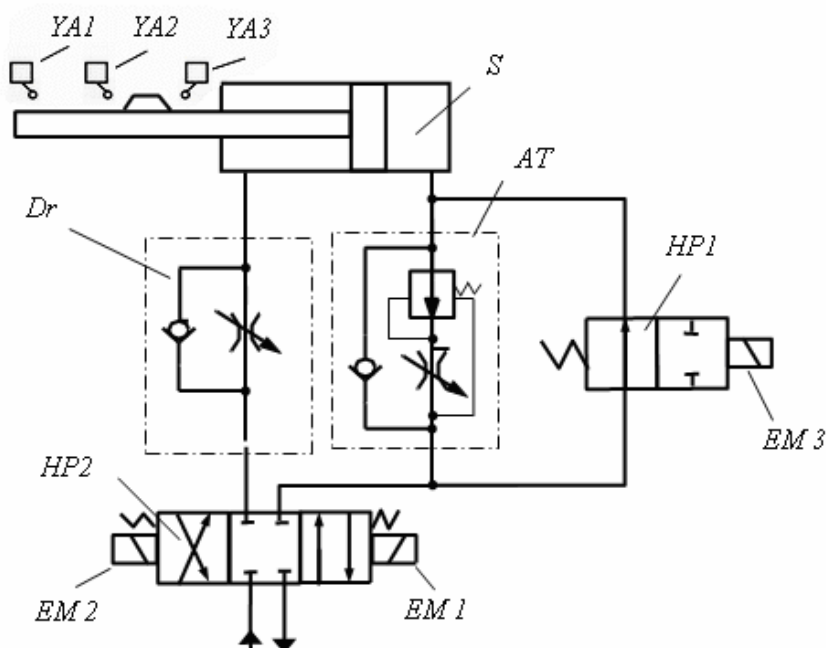
«*BV-SG-İV-SK*» dövr üzrə işi təmin edən intiqalın sxemi 4.1.5 şəkilində təsvir olunmuşdur.

Bu sxemdə beş xətlə üç vəziyyətli hidravlik paylayıcıdan *HP1* istifadə olunur. O, sürətli yerdəyişmələrin sürətlərinin bir-birindən asılı olmayaraq tənzimlənməsinə imkan verir.

Sürətli hərəkət zamanı (sürətli gətirmə *SG* və ya sürətli kənarlaşdırma *SK* hərəkətdə) hidravlik motorun *HM* çıxış valının

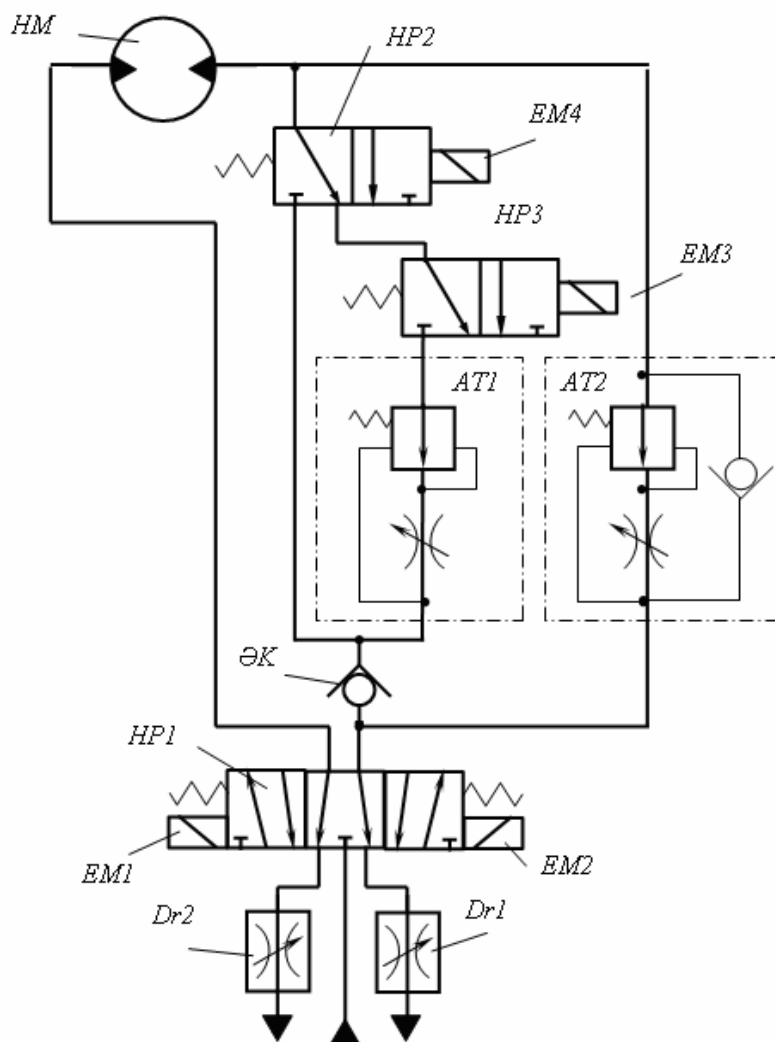
4.1. Hidravlik intiqalın idarə olunması

fırlanma tezliyi uyğun olaraq drossellərlə $Dr1$ və $Dr2$, işçi hərəkət zamanı isə $HP2$ və $HP3$ paylayıcının vəziyyətindən asılı olaraq axın tənzimləyicisi $AT1$ və əks klapanlı axın tənzimləyicisi $AT2$ vasitəsi ilə tənzimlənir. Fırlanma tezliyinin aşağı qiymətləri $AT2$ ilə köklənir. Fırlanma tezliyinin böyük qiymətləri isə $AT1$ ilə köklənir. Bu zaman işçi maye hər iki axın tənzimləyicisindən keçir.



Şəkil 4.1.4. «BV-SG-IV-SK» dövr üzrə işi təmin edən intiqalın hidravlik sxemi.

S – hidravlik güc silindri; HP – hidravlik paylayıcı; EM – elektromaqnit; AT – axın tənzimləyicisi; Dr – drossel; YA – yol açarı



Şəkil 4.1.5. Hidravlik mühərrikin fırlanma tezliyinin tənzimlənmə sxemi (bir istiqamətdə üç, əks istiqamətdə bir sürət)

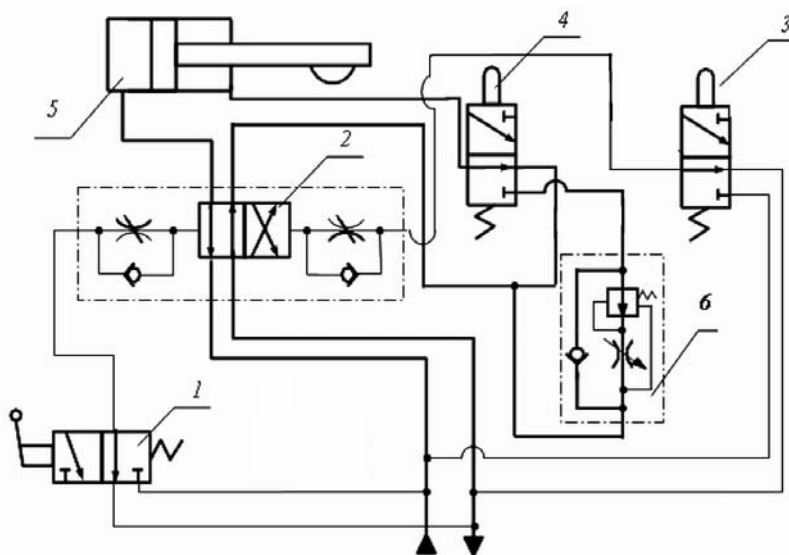
HM – hidravlik mühərrik; *HP* – hidravlik paylayıcı; *EM* – elektromaqnit;
AT – axın təmizləyicisi; *Dr* – drossel; *ƏK* – əks klapən

4.1.2. Hidravlik intiqalın iş dövrünün mexaniki üsul ilə idarə olunması

Hidravlik intiqalının iş dövrünün mexaniki idarə olunması mexaniki (pilot-köməkçi) paylayıcı ilə idarə olunan əsas hidravlik paylayıcı və ya başqa (bağlayıcı – tənzimləyici elementləri bilavasitə mexaniki qurğular yol a idarə olunan) hidravlik aparatların tətbiq olunması hesabına əldə olunur.

İş dövrün mexaniki idarə olunması mahiyyət etibarı ilə ondan ibarətdir ki, işçi orqan hərəkət edərək, idarəedici aparata (paylayıcıya, drosselə) mexaniki təsir edir, o isə öz növbəsində çevrilərək (vəziyyətini, mövqeni dəyişərək) işçi maye axınının reversləşdirici paylayıcıya və ya sürəti dəyişən aparata ötürür.

Şəkil 4.1.6-da dövrü mexaniki idarə olunan hidravlik intiqalın nümunəsi verilmişdir.



Şəkil 4.1.6. *IV-SG-IV-SK* dövrünün mexaniki idarəolunma üsulu sxeminin fraqmenti

Başlanğıc vəziyyətdə silindrin 5 porşenin sol tərəfdə olan vəziyyətidir. İşçi maye təzyiq altında silindrin ştok boşluğunda yerləşir. Hidravlik paylayıcı 1 qoşulduqda işçi maye idarə kanalından keçərək revers hidravlik paylayıcının 2 idarəedici elementinin sol boşluğuna daxil olaraq onu çevirir (zolitniki sağ tərəfə itələyir). Hidravlik silindrin ştok olmayan boşluğu təzyiq altına düşür və ştok sağa doğru hərəkətə gəlir. Ştok boşluğundakı işçi maye 4 saylı hidravlik paylayıcısına və paylayıcı 2-yə daxil olaraq sərbəst axır və bununla sürəti tənzimlənməyən “sürətli gətirmə” baş verir.

Silindr ştokunun yastı yumruquğun hidravlik paylayıcının 4 çarxına sıxılması zamanı onun bağlayıcı elementini aşağı vəziyyətə gətirir və silindrdən qayıdan maye axını axın tənzimləyicisindən 6 keçərək paylayıcı 4 axıb gedir. Beləliklə, ştok yumurcuğun paylayıcı 4 BTE-in çarxına təsir göstərdiyi bütün müddət ərzində işçi orqanda «işçi veriş» (IV) baş verir.

Hərəkətin sonunda silindrin ştok yumurcuğu 3 saylı paylacının çarxını sıxır və onun bağlayıcı elementini aşağı vəziyyətə gətirir və bununla bağlayıcı element vəziyyətini dəyişərək revers paylacının 2 idarəedici elementinin sağ boşluğuna işçi mayenin idarəetmə kanalına ötürülməsini təmin edir, revers paylacının zolitniki sol vəziyyətə qayıdır. Nəticədə porşenin ştokla birlikdə geriye (reversiv olaraq) sərbəst hərəkətini təmin edir. Bununla da sürəti tənzimlənməyən «sürətli qayıtma» baş verir.

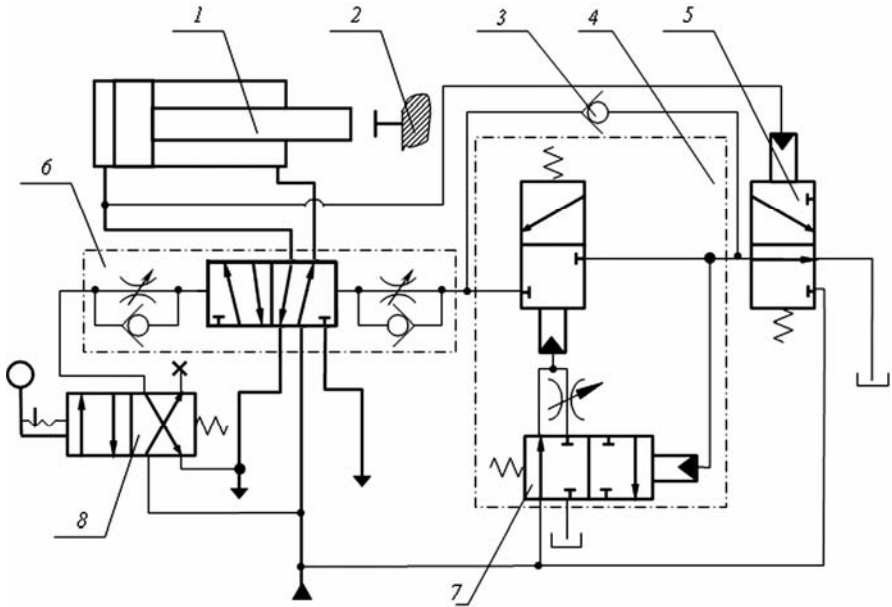
4.1.3. Hidravlik intiqalının iş dövrünün hidravliki idarə olunması

Hidravlik idarə olunma (təzyiqə görə idarə olunma) hidravlik mühərrikin iş dövrüyəsinin yol idarəetmənin digər formasıdır. Onun mahiyyəti idarəetmə signalı kimi basqı xəttində işçi maye olan təzyiqdən istifadə etməkdən ibarətdir. İş dövründə hidravlik mühərrikin hərəkətinin yumurcuqlar və mexaniki idarəli hidravlik

4.1. Hidravlik intiqalın idarə olunması

paylayıcısı vasitəsi ilə idarə olunmasında çıxış bəndinin revers nöqtəsində yüksək dəqiqliklə dayanmasını təmin etmirlər. Hidravlik mühərrikin millimetrin onda bir dəqiqliklə lazımi mövqedə dayanması sərt dayaq və təzyiqə görə idarə olunması ilə mümkündür.

Hidravlik intiqalın dövrün təzyiqə görə hidravlik idarə olunmasını realizə edən sxem şəkil 4.1.7-də verilmişdir.



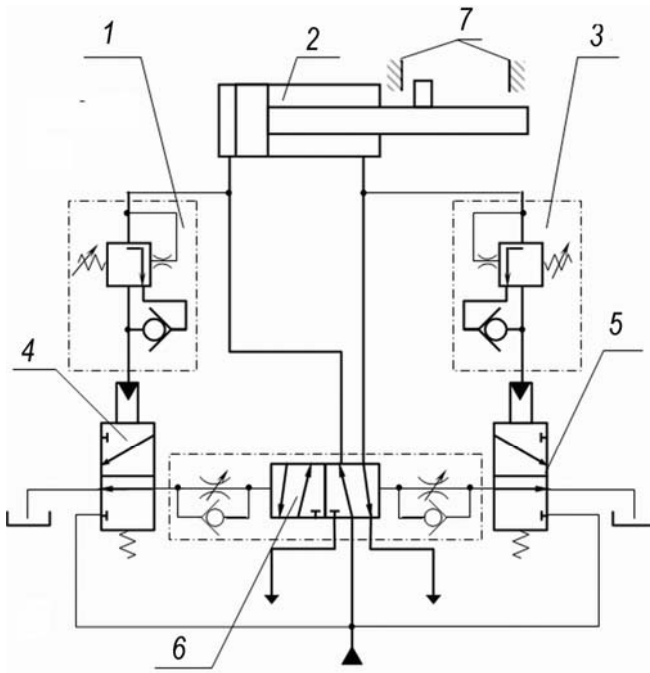
Şəkil 4.1.7. *DG – DG – GG* dövrü üzrə avtomatik hidravliki idarəolunan hidravlik intiqalın sxemi

DG – düzünə gediş; *DG* – dayaqda gözləmə;
GG – geriye gediş

Revers paylayıcısı kimi iki vəziyyətli beşxətli hidravliki idarəolunan paylayıcısı 6 istifadə olunur. Başlanğıc vəziyyətdə hidravlik silindrin şoku 1 ən sol vəziyyətdə yerləşir. İdarəedən

paylayıcını 8 sol vəziyyətinə qoşduqda işçi maye idarəetmə xətti ilə paylacının 6 zolotnikin sol yanına daxil olur və işçi mayenin hidravlik silindrinin 1 ştoksuz boşluğuna daxil olmasını təmin edir, ştokun hərəkəti başlayır (düzünə hərəkət). Hidravlik mühərrikin 1 ştoku sərt dayağının 2 üzərində dayandıqda ştoksuz boşluqda təzyiq o qədər artır ki, 5 sayılı paylayıcının yayı sıxılır və o işə düşərək işçi maye axının hidravlik zaman relesinə 4 buraxır. Revers paylayıcısı 6 idarəedici paylayıcı 5 işə düşəndən dərhal sonra yox, hidravlik zaman relesini 4 köklənən təyin etdiyi müəyyən vaxtdan sonra çevrilir. Ştokun dayaq üzərində dayanma müddəti hidravlik zaman relesi 4 ilə həyata keçirilir. Onun işləmə prinsipi bundan ibarətdir: paylayıcı 5 qoşulduqda işçi maye zaman relesinin 4 ikinci pilləni idarə edən paylayıcının 7 ucuna daxil olur. O çevrilərək, paylayıcının əvvəldən sıxılmış yayı vasitəsi ilə işçi mayeni tənzimlənən drosseldən keçməklə qarşı ucdan çıxardır. Bu drosselin sazlanması sərt dayaqda dayanma müddətini təyin edir.

«Düzünə gediş – əks gediş» dövrü üzrə hidravlik intiqalın hidravlik idarənin sxemi şəkil 4.1.8-də verilmişdir. Onun iş prinsipi idarəetmə siqnalı olaraq işçi mayenin basqı xəttindəki təzyiqindən istifadə etməkdən ibarətdir. Hidravlik silindrin ştoku hərəkətin sonunda sərt dayaqlardan 7 birinə çatır, axın basqı xəttində təzyiq artmağa başlayır və təzyiq klapanlarından birinin (1 və 2) sazlanma qiymətinə çatır. Klapanın BTE-i yerini dəyişir, işçi mayenin 4 və ya 5 idarəedici (pilot – ikipilləli paylacının idarəedici paylayıcısı) paylayıcılarından birinə gedən yolu açır, o isə öz növbəsində işçi mayenin revers iki vəziyyətli beş xətli paylacının 6 yan boşluğuna axmasını təmin edir. Bununla revers paylacının 6 zolotniki yerin dəyişərək silindr 2 ştokun hərəkət istiqamətinin dəyişməsinin təmin edir.



Şəkil 4.1.8. “Düzünə gediş – əks gediş” dövrü üzrə işləyən hidravliki idarəolunan hidravlik intiqalın sxemi

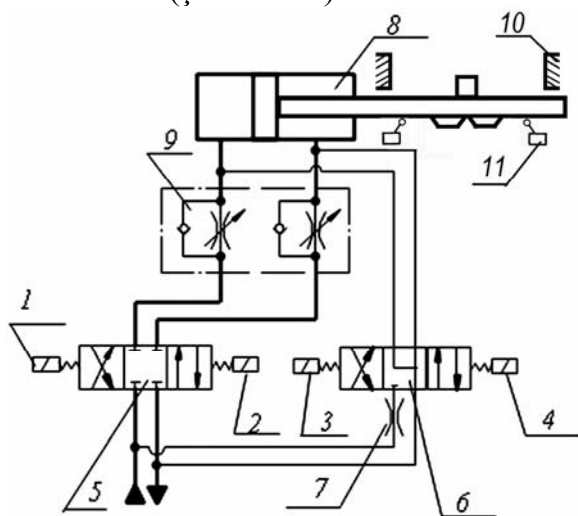
4.1.4. Hidravlik mühərrikin tormozlanması

Hidravlik mühərrikin tormozlanması mühərrikin öz konstruksiyasının (məsələn, hidravlik silindrlərdəki dempferlər və enerji çevirici mexanizminə malik mühərriklər) və ya hidravlik intiqalın sxem həllinin (bütün hidravlik mühərrikin tipləri) hesabına həyata keçirilə bilər. Sxem həlli iki müxtəlif üsulla həyata keçirilə bilər.

- tormozlanmanın elektrik idarə olunması ilə;
- tormozlanmanın yol idarəetməsi ilə.

4.1. Hidravlik intiqalın idarə olunması

Hərəkət sürəti 4...9 m/dəq həddində olan güc masaları, nəqliyyat qurğuları və digər mexanizmlər üçün hidravlik mühərrikin elektrik idarə olunması ilə tormozlanma sxemi tətbiq olunur ki, bu sərt dayağa yaxınlaşdıqda hərəkət sürətinin azaldılmasını təmin edir (şəkil 4.1.9)



Şəkil 4.1.9. Elektrik tormozlanma sistemli icraçı mexanizmlərin hidravlik intiqalının sxemləri.

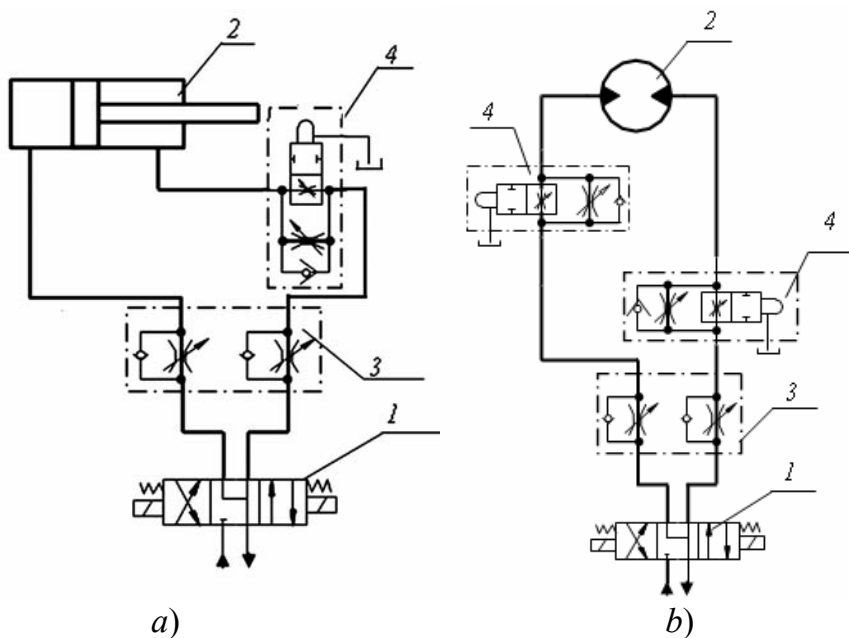
Sürətlə irəliləmə hərəkəti zamanı işçi maye axını nasosdan (elektromaqnitləri 1 və 3 qoşulduqda – payalayıcıların sağ vəziyyətləri) hər iki hidravlik payalayıcılardan 5 və 6 keçərək hidravlik silindrin 8 ştoksuz boşluğuna daxil olur, bu zaman hidravlik silindrin porşeni sərt dayağına 10 tərəf hərəkət edir. Ştok kənar vəziyyətə yaxınlaşdıqda sonluq çeviricisinin 11 komandası ilə hidravlik paylayıcının 5 elektromaqnitini 1 söndürülür. Bu zaman işçi maye axını yalnız tənzimlənən drosseldən 7 keçərək hidravlik silindrinin 8 ştoksuz boşluğuna daxil olur, bununla da hərəkət sürətinin 3...4 dəfə aşağı düşməsinə təmin edir.

4.1. Hidravlik intiqalın idarə olunması

Ştokun sərt dayaqda *10* dayanması zamanı elektromaqnit *3* qoşulu olaraq qalır. Elektromaqnitləri *2* və *4* qoşulduqda işçi maye hidravlik silindrin ştoklu boşluğuna daxil olur, ştok və porşeni başlanğıc vəziyyətə gətirir. Gedişin sonunda hidravlik paylayıcının *1* elektromaqnitin *2* söndürülməsi hesabına tormozlanma baş verir.

Sürətli yerdəyişmə zamanı hərəkət sürətini tənzimləmək üçün sistemə əks klapanlara malik iki drossel *9* quraşdırılmışdır.

Hərəkət sürəti 9 m/dəq -dən çox olan mexanizmlər üçün şəkil 4.1.10, *a* və 4.1.10, *b*-də göstərilmiş hidravlik sxemlər tətbiq olunur.



Şəkil 4.1.10. Yol tormozlanma ilə icraçı mexanizmlərin hidravlik intiqalların sxemləri

a – bir tərəfli tormozlanma; *b* – iki tərəfli tormozlanma

Əks klapanlı drossellər *3* irəli və geriye hərəkət sürətini bir-birindən asılı olmayaraq tənzimləməyə xidmət edirlər. Hər iki sxemdə tormozlanma yol drossellərinin *4* tətbiq olunması ilə təmin

olunur. Tormozlanma prosesi birinci sxemdə yalnız ştok sona çatdıqda (şəkil 4.1.10, *a*), ikinci sxemdə isə (şəkil 4.1.10, *b*) hər iki tərəfdə təmin olunur. İlkin vəziyyətdə belə sxem üzrə üç vəziyyətli hidravlik paylayıcının birləşdirilməsi hidravlik silindrin 2 (şəkil 4.1.10, *a*) və ya hidravlik mühərrikin 2 (adətən döndərici hidravlik silindr) (şəkil 4.1.10, *b*) istənilən yerdə rəvan və zərbəsiz dayanmasını təmin edir.

4.1.5. Hidravlik mühərriklərin ardıcıl işinin təmin olunması

Vahid hidravlik sxeminə birləşdirilmiş bir neçə hidravlik mühərrik həm müəyyən dövr üzrə, həm də bir-birindən asılı olmayaraq işləyə bilərlər. Bir-birindən asılı olmayaraq işləmə zamanı işçi maye hər bir hidravlik mühərrikə ayrı-ayrı reversiv paylayıcıdan daxil olur. O, digər hidravlik mühərrikin yerindən və sürətindən asılı olmayan müstəqil idarəetmə signalı ilə işə düşür.

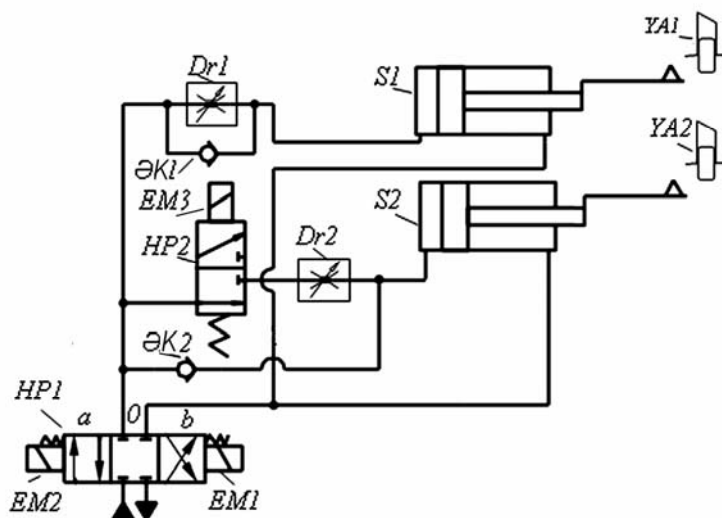
Bir dövrlə birləşdirilmiş hidravlik mühərriklərin işi birgə və ya ardıcıl ola bilər.

Bir neçə hidravlik mühərrikin birgə işi eyni zamanda və ya sinxron nəzərdə tutula bilər. Ardıcıl işləmə zamanı hər bir hidravlik mühərrik özündən əvvəlki mühərrikin işçi dövrün bitəndən sonra dərhal işə düşür.

Bir neçə hidravlik mühərrikin göstərilmiş dövrü işini həyata keçirmək üçün həm məlum həm də xüsusi hidravlik qurğular tətbiq oluna bilər.

Hidravlik mühərriklərin ardıcıl işi yol nəzarət üsulu ilə (kənar yol açarına (söndürücüyə) təsir etməklə) və ya təzyiq ilə idarə edilməklə ola bilər.

Hidravlik mühərriklərin ardıcıl işinin yol nəzarəti ilə idarə olunması şəkil 4.1.11-də verilmişdir.



Şəkil 4.1.11. Kənar yol açarları və paylayıcının köməyi ilə hidravlik mühərriklərin ayrı-ayrılıqda işini təmin edən hidravlik sxem

İş dövriyyəsinə uyğun olaraq əvvəlcə *S1* silindri, sonra isə *S2* silindri işə başlamalıdır. Başlanğıc vəziyyətdə silindrlərin ştokları ən sol vəziyyətdə, hidravlik paylayıcısı *HP1* isə “0” vəziyyətində yerləşmiş olurlar. İdarəedici signal *EM1* elektromaqnitə verildikdə *HP1* paylayıcının zolotniki “a” vəziyyətinə keçir, işçi maye *Dr1* drosselindən keçərək *S1* silindrinin ştoksuz boşluğuna daxil olur. Ştok sağ tərəfə hərəkət etməyə başlayır və hərəkətinin sonunda *YA1* yol açarına (söndürücüyə) toxunaraq onun vəziyyətini çevirir. Bu zaman *YA1* yol açarı *HP2* paylacının *EM3* elektromaqnitə elektrik signalı ötürür, paylayıcının zolotniki aşağı vəziyyətə keçir, işçi maye *Dr2* keçərək *S2* silindrinə daxil olur və bu silindrin ştoku sağ tərəfə doğru hərəkət etməyə başlayır. Son vəziyyətə çatanda ştok *YA2* yol açarı ilə *EM2* elektromaqnitə signal ötürür, *HP1* paylayıcısı sola “b” vəziyyətinə çevrilir və hər iki silindr

4.1. Hidravlik intiqalın idarə olunması

başlanğıc vəziyyətə qayıdır. Bu zaman geriye hərəkət sürəti tənzimlənmiş, belə ki işçi maye drossellərdən *DR1* və *DR2* deyil, əks klapanlardan *ƏK1* və *ƏK2* keçərək, axıb gedir.

Əgər *YA1* sonluq yol açarı *S1* silindrinin ştokunun sonunda yox, aralıq vəziyyətdə quraşdırılıbsa, o işə düşdükdə hər iki silindrin birgə hərəkəti baş verir.

Şəkil 4.1.12-də hidravlik mühərriklərin ardıcıl işini təmin edən digər hidravlik sxem verilmişdir. Onun əvvəlkilərdən fərqi ondan ibarətdir ki, iki revers paylayıcılarından *HP1* və *HP2* istifadə olunması ona imkan verir ki hidravlik mühərriklərin işinin bir neçə variantı qurulsun (ştokun istər irəliyə, istərsə də geriye hərəkəti zamanı).

Məsələn *S1* silindrinin ştokla sonluq yol açarın *YA2* işə düşməsi momentinə qədər irəliyə hərəkət etməsi dövrün aşağıdakı kimi davamını təmin edə bilər:

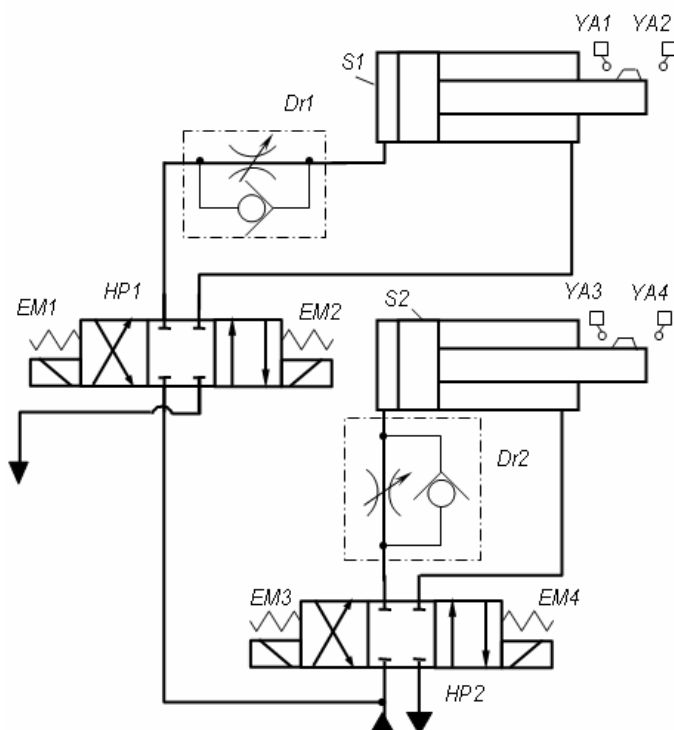
– *HP2* paylacının *EM3* elektromaqniti işə düşür və *S2* hidravlik silindrinin ştoku irəliyə hərəkət edir. Hərəkətin sonunda *YA4* yol açarı işə düşür və hidravlik silindrlərin ardıcıl (əvvəlcə *S1* silindrinin ştoku, sonra isə *S2* silindrinin ştoku qayıdır, yaxud əksinə);

– *EM2* və *EM4* elektromaqnitləri qoşub, silindrlərin eyni zamanda əks hərəkətlərini təmin edir.

Silindrlərdən digərini işə salmaq üçün onlardan birincisi son vəziyyəti aldıqdan sonra (məsələn, dəzgah masanın, supportunun, emal olunan hissənin yerində bərkidilməsi və s.) təzyiqə görə, idarə üsulundan istifadə etmək olar (məsələn, dəzgahın hidravlik intiqalının əsas hərəkətlərdən başqa köməkçi hərəkətlərlə də təmin etməsi zamanı).

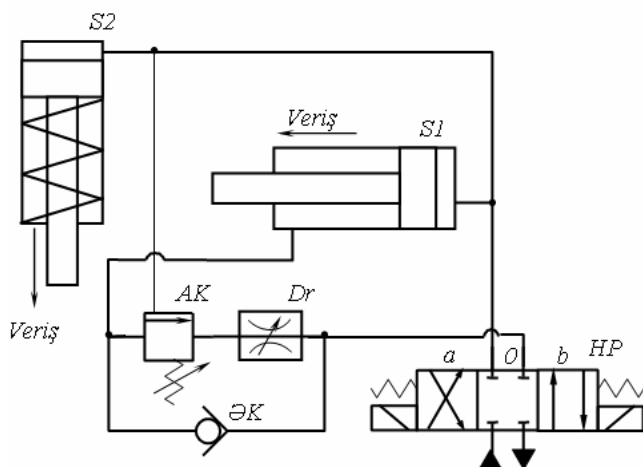
Təzyiqə görə idarə olunan hidravlik mühərrikin işi idarəedici signal kimi hidravlik sxemin müəyyən hissəsində təzyiq hidravlik klapanı və ya təzyiq relesi tərəfindən işçi mayenin təzyiqinin artmasının qəbulu nəzərdə tutur

4.1. Hidravlik intiqalın idarə olunması



Şəkil 4.1.12. İki paylayıcı ilə hidravlik mühərriklərin işini ayrı ayrılıqda təmin edən hidravlik sxem

Şəkil 4.1.13 və şəkil 4.1.14-də hidravlik mühərriklərinin ardıcıl işləməsinin təzyiq görə idarə olunan sxemi göstərilmişdir. *HP* (şəkil 4.1.13) paylacının "a" vəziyyətinə olduğu zaman işçi maye təzyiq altında *S1* və *S2* silindrlərinin ştoksuz boşluğuna daxil olur. Emal olunan hissənin sıxılmasını təmin edən *S2* birtərəfli təsirli silindrinin ştoku hərəkətə gəlir. *S1* silindrin ştoku isə tərpənməz qalır, çünki *S1* silindrin ştok boşluğundan işçi mayenin boşalmasına ardıcillıq (təzyiq) klapanı *AK* və əks klapanı *ƏK* imkan vermirlər.



Şəkil 4.1.13. Təzyiq klapanı və hidravlik paylayıcının vasitəsilə hidravlik mühərriklərin ardıcıl işlənməsini təmin edən sxem

S2 silindrinin ştokunda lazımi sıxıcı qüvvə əldə olunduqdan sonra *S2* silindrin giriş magistraldakı təzyiq (ardıcılıq) klapanının *AK* kökləmə səviyyəsinə çatır. Ardıcılıq klapanı işə düşdükdə o öz növbəsində *S1* silindrinin ştok boşluğundan işçi mayenin boşaldılmasını təmin edir.

S1 ştokunun çəkilmə sürəti çıxışda qurulmuş drosselinin *Dr* sazlanması ilə təmin olunur. *HP* paylacının "b" vəziyyətinə gətirilməsi zamanı hər iki silindr başlanğıc vəziyyətə gəlir (ştokların geri hərəkətlərin sürətləri tənzimlənmir).

Təzyiq relesinin *TR* istifadəsi ilə *S1* və *S2* silindrlərinin ardıcıl işlənməsini təmin edən hidravlik sxem 4.1.14 şəkildə göstərilib. Sxem 4.1.13 şəkildəki sxeminə analogi olaraq işləyir.

Fərq ondan ibarətdir ki, basqı xəttində təzyiqin qalxmasından sonra təzyiq relesi *TR* işə düşür və hidravlik paylayıcının *HP2* elektromaqnitinə *EMI* elektrik signal ötürür. O, "b" vəziyyətinə

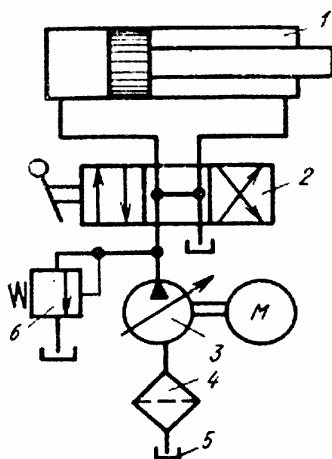
4.2. HƏCMİ HİDRAVLİK İNTİQALLARIN PRİNSİPİAL SXEMLƏRİNİN NÜMUNƏLƏRİ

Qeyd olunduğu kimi, həcmi hidravlik intiqallar enerji mənbəsindən (adətən həcmi nasos), icraedici mexanizmdən (hidravlik güc silindr, hidravlik motor), işçi mayenin axınıni tənzimləyən, idarə edən və hidravlik sistemi ifrat yüklərdən qoruyan aparatlardan ibarətdir. Hidravlik intiqalların əksəriyyətində hidravlik paylayıcı mövcuddur, hansı ki işçi maye axınıni icraçı mexanizmin işçi kameralarına istiqamətləndirir.

Hidravlik intiqalın istənilən mürəkkəbliyində olan sistem ayrı-ayrı elementarlardan və onların kombinasiyalarından tərtib etmək olar. Sənayedə tətbiq olunan hidravlik intiqalların mürəkkəb sistemlərin saysız mövcudluğu olmasına görə birinci növbədə onları təşkil edən ən tipik və geniş istifadə olunan özəl hidravlik sistemlərin və onların sadə kombinasiyalarını nəzərdə keçirmək lazımdır.

4.2.1. Tənzimlənən nasoslu və tənzimlənən drosselli hidravlik intiqal

Şəkil 4.2.1-də tənzimlənən nümunəvi hidravlik intiqalın sxemi göstərilmişdir. Tənzimlənən nasos 3 elektrik mühərriklə *M* hərəkətə gətirilir, işçi maye axını əl ilə idarə olunan üç vəziyyətli dörd xətlili hidravlik paylayıcı 2 ilə hidravlik güc silindrə 1 istiqamətləndirilir və silindr ştokunun revers hərəkətini təmin edir. Hidravlik paylayıcının 2 zolotnikin orta vəziyyətində onun kanallarının hamısı hidravlik çənlə 5 birləşdirilir. Nasos sorma xəttində süzgeclə 4 və vurma xəttində qoruyucu klapana 6 təchiz olunub.



Şəkil 4.2.1. Tənzimlənən nasoslu hidravlik intiqalın sxemi

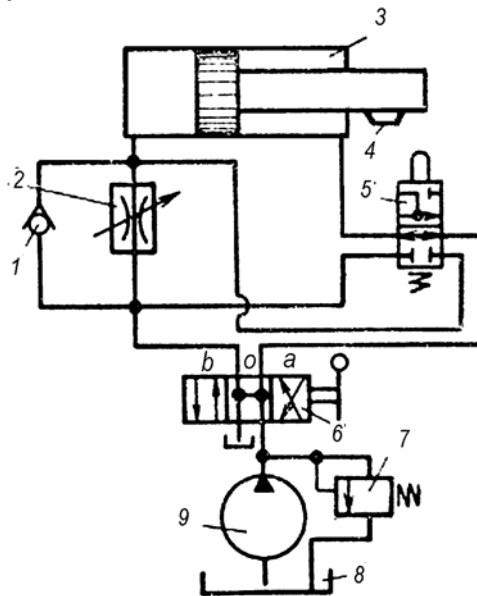
Şəkil 4.2.2-də hidravlik mühərrik ardıcıl yerləşdirilmiş tənzimlənən drosselli hidravlik intiqalın sxemi verilmişdir. Bu sxemdə hidravlik güc silindri 3 sistemə diferensial sxemlə qoşulmuşdur, yəni silindrin boşluqlarının (işçi kameraların) birləşdirilməsi nəzərdə tutulmuşdur. Sistemə daxildirlər: qoruyucu klapanla 7, tənzimlənməyən nasos 9, əl ilə idarə olunan dörd xətlili üç vəziyyətli (4/3) hidravlik paylayıcı 6, tənzimlənən drossel 2 və iki vəziyyətli hidravlik çeviricisi 5 (iki vəziyyətli iki xətlili hidravlik paylayıcı), hansı ki güc silindrinin 3 hərəkət edən ştokun çıxıntısının 4 təsiri ilə aşağı mövqeni tutur, yuxarı ilkin vəziyyətə isə yayın təsiri ilə qaydır.

Hidravlik paylayıcının 6 zolotnikin orta vəziyyətində (o) onun kanallarının hamısı bir biri ilə və hidravlik çənlə birləşdirilir. Paylayıcının bu vəziyyətində nasos yüksəzləşdirilir və silindrin 3 porşeni sərbəst “üzən” vəziyyətdədir.

Paylayıcının zolotnikinin sol (b) vəziyyətində nasosdan işçi

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsiplərinin nümunələri

maye silindrinin sol (ştoksuz) kamerasına daxil olur və porşen sağ istiqamətdə hərəkət edir. Zolotnikin bu vəziyyətində və hidravlik çeviricisi 5 aşağı mövqedə olduqda porşenin altına işçi maye axını nasosdan və eyni vaxtda silindrin sağ boşluğundan silindri tərk edən maye axını daxil olurl və bununla ştokun sürəti maksimal olur. Çevirici 5 ilkin vəziyyətinə qayıtdıqdan sonra (ştokun çıxıntısının çeviriciyə təsiri kəsildəndən sonra) silindrlərin kameralar arası əlaqəsi kəsilir və ştokun sağa doğru sürəti azalır və drossel ilə təyin olunmuş sürətə bərabər olur (silindrin sağ boşluğuna maye yalnız drosseldən 2 keçərək daxil olur).



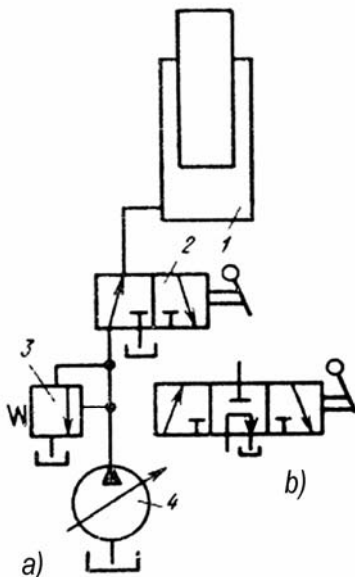
Şəkil 4.2.2. Tənzimlənən drosselli hidravlik intiqalın sxemi

Paylayıcı zolotnik sağ vəziyyətdə (a) olduqda işçi maye nasosdan 9 silindrin sağ (ştoklu) kamerasına daxil olur və porşen sola doğru hərəkət edir. Porşenlə sıxışdırılan maye sol boşluğunu tərk edərək paralel axınlarla əks klapanı və drosseli keçib cənə

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemlərinin nümunələri

süzülür. Paylayıcı zolotnikin sağ vəziyyətində və çeviricinin aşağı mövqeyində nasosun kanalı tam bağlanır.

Şəkil 4.2.3-də tənzimlənən nasoslu 4 və plunjerli hidravlik güc silindrli 1 hidravlik sistemi verilmişdir.



Şəkil 4.2.3. Tənzimlənən nasoslu birtərəfli hidravlik silindrlı hidravlik intiqalın sxemi

Hidravlik sistem üç xəfli iki vəziyyətli (3/2) əl ilə idarə olunan hidravlik paylayıcı 2 ilə tənzimlənir. Paylayıcı şəkildə göstərilən vəziyyətdə olduqda işçi maye nasosdan silindrə daxil olur və plunjer qalxır. Bu vəziyyətdə çənə gedən xətt bağlıdır. Paylayıcı digər vəziyyətdə olduqda isə nasosun kanalı bağlanır, təzyiq artır və maye axını nasosdan təzyiq altında qoruyucu klapanı keçərək hidravlik çənə daxil olur. Eyni vaxtda silindrin plunjeri ona təsir edən yüklə aşağı doğru hərəkət edir. Bu sxemdə üç xəfli iki vəziyyətli (3/2) hidravlik paylayıcını (şəkil 4.2.3, *a*) üç xəfli üç vəziyyətli (3/3) hidravlik paylayıcı (şəkil 4.2.3, *b*) ilə əvəz olunsun.

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsiplərinin nümunələri

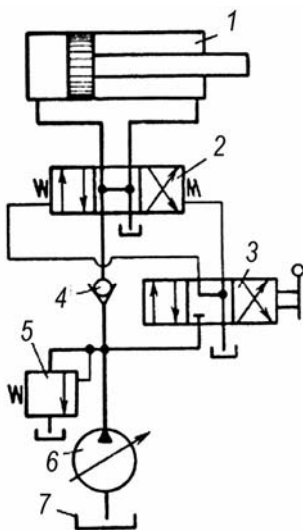
paylayıcının orta vəziyyətində silindr plunjeri yüklə birlikdə qaldırılmış istənilən vəziyyətdə saxlamaq olar və nasosu cənlə birləşdirib onun işinin yüksüzləşdirməsi baş verər.

4.2.2. İkipilləli gücləndirici paylayıcı hidravlik intiqallar

4.2.2.1. Əl ilə idarə olunan ikipilləli gücləndirici paylayıcı hidravlik intiqallar

Qeyd olunduğu kimi, avtomatlaşdırılmış hidravlik sistemlərdə ikipilləli paylayıcıları geniş yer tutmuşdur, hansılarda ki siqnalverici qurğu əsas paylayıcıya bilavasitə yox – digər köməkçi (pilot) paylayıcının köməyi ilə təsir edir, bu da daxil olan siqnalın gücün xeyli azaltmağa imkan verir.

Bu tipli ikipilləli paylayıcı ilə təchiz olunmuş hidravlik güc silindrləri / hidravlik intiqalın sxemi şəkil 4.2.4-də verilmişdir.



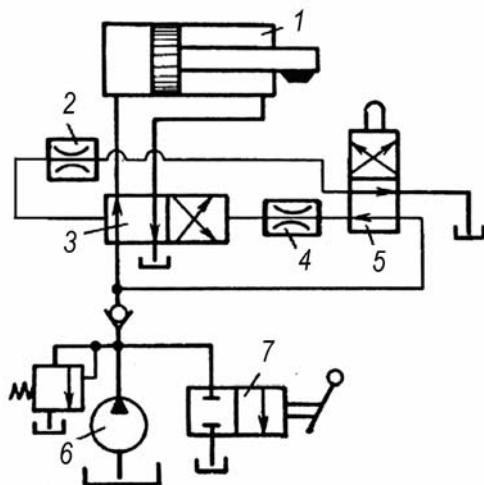
Şəkil 4.2.4. İkipilləli paylayıcı və tənzimlənən nasoslu hidravlik intiqalın sxemi

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsiplərinin nümunələri

İkipilləli paylayıcı qurğusu 4/3 tipli hidravliki idarə olunan əsas 2 və 4/3 tipli köməkçi (pilot) əl ilə idarə olunan 3 paylayıcılardan ibarətdir. Sxemdən aydındır ki, əsas paylayıcının zolotnikinin hidravliki idarə olunması onun yan səthlərinə köməkçi paylayıcıdan gələn maye təzyiqilə baş verir. Hidravlik intiqal qurğusu tənzimlənən nasosla 6, qoruyucu klapana 5 və əks klapana 4 təchiz olunmuşdur

Köməkçi paylayıcıların şəkildə göstərilən orta vəziyyətində hidravlik güc silindrinin hər iki boşluqları bir biri ilə və cəmlə birləşdirilmiş olurlar, nəticədə nasos yüksüzləşdirilmiş rejimdə işləyir.

Bu hidravlik intiqalın sxeminə oxşar digər sxem şəkil 4.2.5-də göstərilmişdir.



Şəkil 4.2.5. Tənzimlənməyən nasosun əl ilə yüksüzləşdirilən ikipilləli paylayıcı hidravlik intiqalın sxemi

Fərq ondan ibarətdir ki, bu sxemdə tənzimlənməyən nasosdan istifadə olunur və nasosun yüksüzləşdirilmiş rejiminə keçirilməsi əl ilə tənzimlənən iki xətlə iki vəziyyətli paylayıcı (çevirici) 7 ilə yerinə yetirilir. Hidravlik güc silindrinin 1 revers hərəkəti ştokda

yerləşdirilən çıxıntıların köməkçi 4/2 tipli paylayıcıya 5 təsiri ilə əsas 4/2 tipli paylayıcının 3 vəziyyətini dəyişməklə təmin olunur. Əsas paylayıcının 3 zolotnikinin vəziyyətinin dəyişmə sürətləri drossellər 2 və 4 ilə məhdudlaşdırılır.

4.2.2.2. İkipilləli zolotnik paylayıcılı irəli-geri hərəkətli hidravlik intiqal

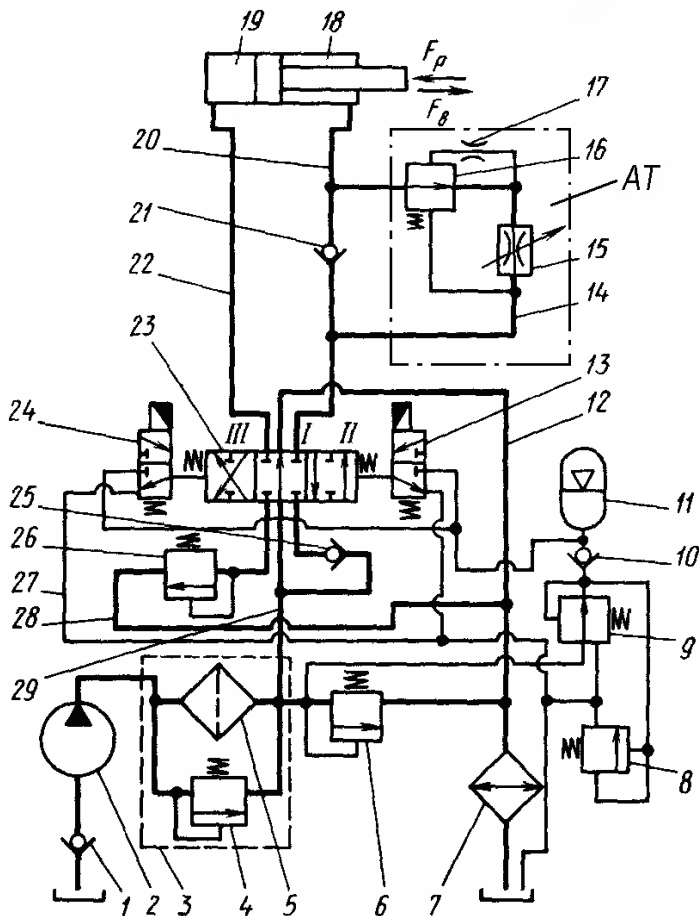
Ən sadə mühərriklərinin birini – birtərəfli ştoklu ikitəsirli hidravlik silindrin işini müəyyən məsafədən idarə olunan ikipilləli zolotnik paylayıcılı irəli-geri hərəkətli hidravlik intiqalın sxemi şəkil 4.2.6-da göstərilmişdir. Silindr porşenin sağ tərəfə işçi gedişində böyük F_p qüvvəsi, əks gedişdə isə kiçik F_d qüvvəsi yaranır. Sistemin əsas xüsusiyyəti, porşenin işçi gedişində sabit sürətli təmin olunmasından ibarətdir. Bundan ötrü, hidravlik silindrinin 19 ştok boşluğunun 18 xəttinə əks klapana 21 paralel təzyiqlər fərqi klapanı 16, tənzim olunan drosseli 15 və dempferləyici drosselindən 17 ibarət axın tənzimləyicisi AT birləşdirilib. Bu aparat AT hidravlik silindrin ştoku sağ tərəfə hərəkət edəndə, ştok boşluğundan sıxışdırılıb çıxan və 14 xəttindən keçən maye axının sərfinin sabitliyini təmin edir. Porşenin sürəti drosselin 15 açılma dərəcəsi ilə tənzim olunur.

4.2.6 şəkilində göstərilmiş sistemdən yüksək hermetiklik tələb olunmadığından, paylaşdırıcı qurğu kimi, sızma qabiliyyətinə malik ikipilləli zolotnik paylayıcıdan istifadə olunur. Zolotnik tipli paylayıcıdan istifadə olunması sistemdəki elementlərin ümumi sayını azaltmağa imkan verir.

Göstərilmiş hidravlik sistemin başqa elementlərinin vəzifələri bundan ibarətdir. Hidravlik sistem tənzimlənməyən həcmi nasos 2 ilə qidalanır. Nasoslar hidravlik çəndəki maye səviyyəsindən yuxarıda yerləşərsə, sorma xəttinin dolu olmasını təmin etmək məqsədi ilə əks klapana 1 quraşdırılır. İşçi mayeni soyutmaqdan ötrü axıtma xəttinin üzərində istidəyişdirici 7 quraşdırılır.

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsiplərinin nümunələri

Nasosdan sonra süzgəc bloku 3 yerləşdirilir. Süzgəc 5 tutulduqda müqaviməti artarsa, süzgəc elementinin zədələnməməsi üçün nəzərdə tutulmuş boşaltma təzyiq klapanı 4-dən istifadə edilir. Nasosun artıq yüklənmədən müdafiəsi qeyri düztəsirli qoruyucu axıtma klapanı 6 vasitəsilə təmin olunur.



Şəkil 4.2.6. İrəli-geri hərəkətli həcmi hidravlik intiqalın sxemi.

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemlərinin nümunələri

6/3 tipli (üç vəziyyəti, 6 xəfli) zolotnik paylayıcı 23 orta (*I*) vəziyyətində nasosdan gələn mayeni basqı xəttindən 29 sərbəst şəkildə axıtma xəttinə 12 buraxır. Paylayıcı *III* vəziyyətində mayeni hidravlik silindrin porşen işçi boşluğuna 19 istiqamətləndirir, ştok boşluğundan maye sıxışdırılıb, tənzimləyicidən 16 keçərək çıxarılır və, beləliklə, F_p qüvvəsindən asılı olmayaraq porşen sürətinin sabitliyi təmin olunur. Paylayıcı *II* vəziyyətində olanda, maye əks klapın 21 vasitəsi ilə ştok boşluğuna 18 verilir və porşenin əks gedışı yerinə yetirilir. İki gedış arası müddətdə hidravlik silindrin, birləşdirici xətlərin və paylayıcının dolu olmasını təmin edən əks klapın 25 və köməkçi klapın 26 sistemin sərtliyini qoruyub saxlayır.

Paylayıcının 23 bağlayıcı-tənzimləyici elementin (BTE) – zolotnikin yerdəyişməsinə (mövqeni) idarə etməkdən ötrü, ikivəziyyətli elektromaqnitlə idarə olunan 3/2 tipli 13 və 24 paylayıcılarından istifadə olunur. Bu köməkçi paylayıcıların məsafədən avtomatik idarə olunması üçün başqa sistemlərdən də – əl ilə, mexaniki, əl ilə hidravliki və yaxud pnevmatik idarə sistemlərdən istifadə oluna bilər.

4.2.2.3. Avtomatik idarə olunan ikipilləli gücləndirici paylayıcı hidravlik intiqallar

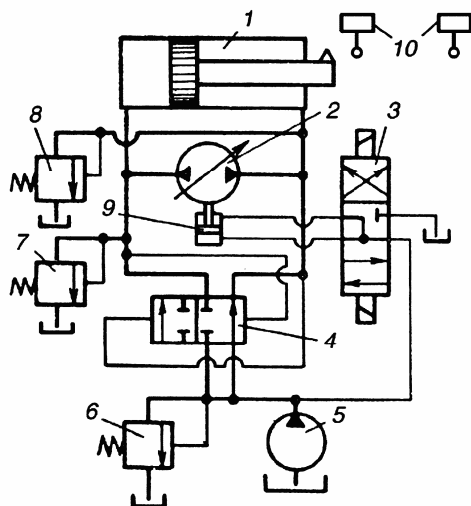
Səkil 4.2.7-da hidravlik güc silindrinin 1 revers hərəkətinin avtomatlaşdırılmış elektrohıdarvlik üsulu ilə idarə olunan ikipilləli paylayıcı 3 və reversiv (iki istiqamətli), verimi hidravlik üsulu ilə servointiqalın porşenin 9 vəziyyətinə görə avtomatik tənzimlənən nasosla 2 yerinə yetirən hidravlik intiqalın sxemi verilmişdir.

Hidravlik sistem əsas işçi nasosun veriminin idarə olunması (tənzimlənməsi) və qapalı dövrü sisteminin işçi maye ilə qidalandırılması üçün əlavə köməkçi nasos 5 istifadə olunur.

Əsas nasosun 2 veriminin istiqamətinin dəyişməsi üçün signal elektromaqnitlə idarə olunan 4/3 tipli köməkçi paylayıcıdan 3 daxil

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemlərinin nümunələri

olur, hansı ki, öz növbəsində elektrik siqnalı kənar yol açarlardan 10 almış olur.



Səkil 4.2.7. Qapalı dövlü reversiv tənzimlənen nasoslu hidravlik intiqalının sxemi

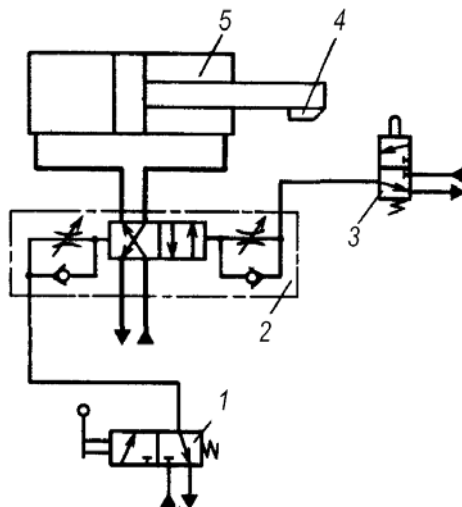
Əsas nasos 2 verim istiqamətini dəyişdikdə eyni zamanda hidravliki üsulla idarə olunan 4/2 tipli əsas paylayıcı 4 də, vəziyyətini dəyişərək, köməkçi nasosun 5 vurma xəttini əsas nasosun 2 həmin vaxt olan sorma xətti ilə birləşdirir. 2 sayılı nasos hidravlik güc silindrinin 1 düz və geri gedişlərdə tələb olunan təzyiqlərə görə köklənmiş 7 və 8, nasos 5 – sistemi idarə edilməsi və qidalandırılması üçün tələb olunan təzyiqə görə köklənmiş 6 qoruyucu klapnlarla təchiz olunublar.

4.2.3. Fasiləsiz rəqslı avtomatik hidravlik intiqallar

4.2.3.1. Vaxtaşırı qayıtma-irəliləmə hərəkətli avtomatik hidravlik intiqal

«Düzünə gediş – əks gediş – dayanma» dövlü hərəkətlərini

bir dövrünü vaxtaşırı avtomatik yerinə yetirən hidravlik intiqalın sxeminin fraqmenti şəkil 4.2.8-də göstərilir.



Şəkil 4.2.8. Vaxtaşırı « $DG - \partial G - D$ » dövrəli rejimində avtomatik işləyən hidravlik intiqalın sxemi:

DG – düzünə gediş; ∂G – əks gediş; D – dayanma

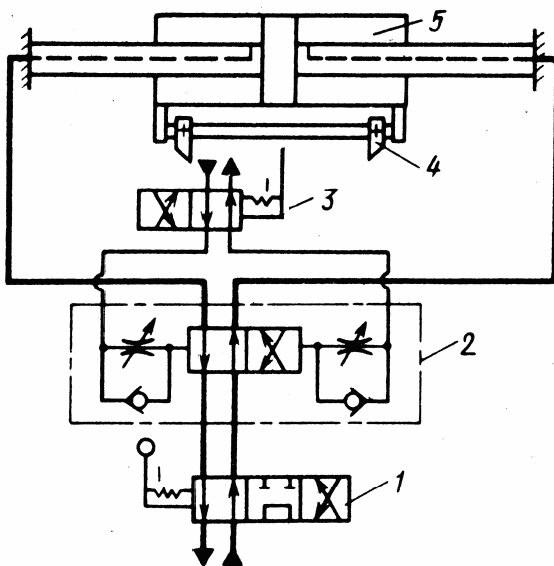
Əl ilə idarə və qayıdış yaylı olunan iki vəziyyətli hidravlik paylayıcına 1 qısa müddətli təsiri ilə hidravlik intiqal işə qoşulur. İdarəetmənin ikinci pilləsinin hidravlik paylayıcı 2 bu halda hidravlik güc silindrinin 5 porşen boşluğunu basqı hidravlik xətti ilə birləşdirmək, ştok boşluğunu isə axıtma xətti ilə birləşdirmək yolu ilə çıxış hissəsinin düz gedişini təmin edir. Hidravlik intiqalın çıxış hissəsinin revers (qayıdış) hərəkəti ştokdakı yumruğunun 4 yol hidravlik paylayıcına 3 təsirindən sonra yerinə yetirilir. Bununla hidravlik paylayıcı 2 işçi mayenin istiqamətini dəyişməklə uyğun olaraq hidravlik silindrinin 5 ştok boşluğunu basqı hidravlik xətti, porşen boşluğunu isə axın xətti ilə birləşdirir. 1 saylı

paylayıcına əl ilə təsir yoxdursa, onda porşenlə ştok ilkin vəziyyətdə dayaqda dayanır.

Əsas paylayıcının 2 zolotnikinin yan işçi səthlərinə idarə edən maye axınının təsiri təchiz olunmuş əks klapanlı drossel aparatlarla təmin olunur, bu da tənzimləmə elementinin (zolotnikin) yerini sərbəst dəyişməsi nəticəsində, hidravlik sistemdə təzyiqin qəflətən və güclü (sıçrayışla) artmasından qoruyur.

4.2.3.2. Fasiləsiz rəqsli qayıtma-irəliləmə hərəkətli avtomatik hidravlik intiqal

Hidravlik intiqalın güc silindrinin 5 çıxış hissəsinin fasiləsiz periodik irəli-geri hərəkətini təmin etmək üçün hidravlik silindrin hərəkətli hissəsi ilə birləşdirilmiş dayaqları 4 ilə istiqaməti dəyişdirilən iki vəziyyətli kranlı hidravlik paylayıcıdan 3 istifadə olunur (şəkil 4.2.9).



Şəkil 4.2.9. Fasiləsiz periodik irəli-geri hərəkətli avtomatik hidravlik intiqalın sxemi

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemlərinin nümunələri

Əl ilə idarə olunan 4/3 tipli (dörd xətti, üç vəziyyətli) hidravlik paylayıcına 1 iş müddətində təsiri ilə hidravlik intiqal hidravlik güc xəttinə qoşulur. Bu halda ikipilləli hidravlik paylayıcının əsas 4/2 tipli paylayıcı 2, ikitərəfli ştoklu hidravlik silindrinin 5 sol boşluğunu basqı, sağ boşluğunu isə axıtma xətti ilə birləşdirmək yolu ilə çıxış hissəsinin (silindr gövdəsinin) düz gedişini təmin edir. Hidravlik intiqalın çıxış hissəsinin revers gediş (qayıdış) hərəkəti silindrin gövdəyə bərkidilmiş yumruqucuqların 4 4/2 tipli pilot hidravlik paylayıcına 3 təsirindən sonra yerinə yetirilir. Pilot hidravlik paylayıcı 3 əsas hidravlik paylayıcının 2 zolotnikinin vəziyyətini dəyişməklə, uyğun olaraq, hidravlik silindrinin 5 sağ boşluğunu basqı, sol boşluğunu isə axın xətti ilə birləşdirir. 1 sayılı paylayıcına əl ilə təsir yoxdursa (orta vəziyyət), onda porşen dayanır.

Pilot (idarədən) paylayıcı 3 əks klapanlı drossel lövhəsi vasitəsi ilə hidravlik paylayıcını 2 (ikinci əsas pilləni) hidravlik üsulu ilə idarə edir.

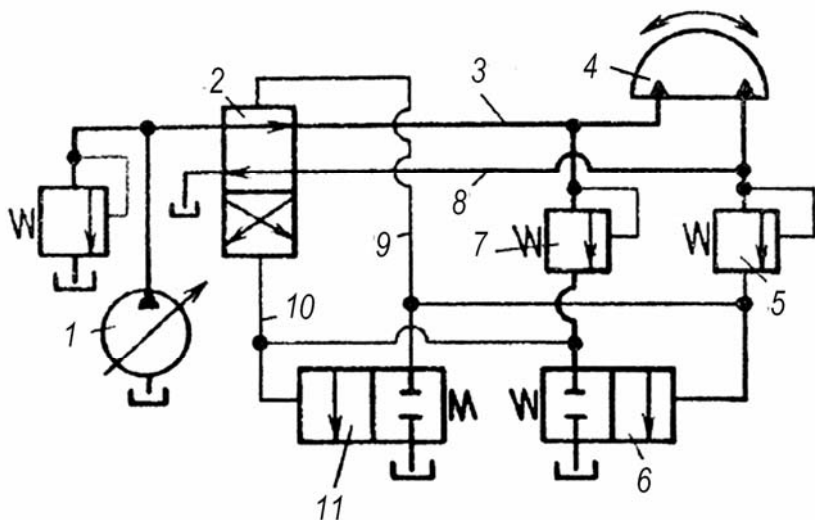
Hidravlik intiqalın hərəkətini qoşub və açmaqdan ötrü əllə idarə olunan üç vəziyyətli hidravlik paylayıcı 1 nəzərdə tutulub. 1 sayılı hidravlik paylayıcının orta vəziyyətində hidravlik silindrin 5 boşluqlarında işçi maye qapanmış, qidalandırıcı nasos qurğusu isə tamam boşalmış – yüksüzləşdirilmiş (basqı xətti ilə birləşdirilmiş) olur. Şəkil 4.2.9-də göstərilmiş vəziyyətində hidravlik paylayıcının 1 hidravlik silindrinə 5 periodik irəliləmə-qayıtma hərəkəti baş verir. Hidravlik paylayıcının 1 üçüncü (sağ) vəziyyətində hidravlik silindri 5 kənar vəziyyətlərdən birində olur/

4.2.3.3. Periodik dönmə hərəkətli avtomatik hidravlik intiqal

Bir sıra hallarda (məsələn, metalkəsən dəzgahlarda) hidravlik mühərriklərlə (adətən, momentli döndərici hidravlik güc silindrlərlə) fasiləsiz rəqs (periodik) dönmə hərəkətini təmin etmək

lazım olur.

Bu tipli hidravlik intiqalın sxemi şəkil 4.2.10-da verilmişdir. Hidravlik intiqalın çıxış bəndinin – momentli döndərici hidravlik güc silindrinin 4 idarə olunması avtomatik şəkildə 4/2 tipli hidravlik paylayıcı 2 yerinə yetirilir. Hidravlik paylayıcının 2 işi öz növbəsində təzyiqlə idarə olunan yüksüzləşdirici ardıcıl qoşdurucu klapanlarla (hidravliki idarə olunan 2/2 tipli paylayıcılar) 6 və 11 idarə olunur. Bu klapanlara verilən təzyiq siqnalları düz və əks hər gedişlərin sonunda qoruyucu klapanlarla 5 və 7 yaradılır.



Şəkil 4.2.10. Fasiləsiz rəqs (periodik) dönmə hərəkətli
hidravlik intiqalın sxemi

Şəkil 4.2.10-da göstərilən vəziyyətdə işçi maye tənzimlənən nasosdan 1 hidravlik paylayıcıdan 2 və basqı xətdən 3 keçərək momentli döndərici hidravlik güc silindrinə 4 daxil olur və axıtma xətlə 8 hidravlik çənə qayıdır. Silindrin lövhəsinin gedişin sonunda təzyiqin artmasına görə qoruyucu (axıdıcı) klapın 7 işçi mayeni idarəetmə xəttinə 10 verərək, paylayıcının 2 və klapanın 11 işçi elementlərin (BTE-inin) vəziyyətlərin dəyişir. Bu

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemlərinin nümunələri

vəziyyətdə klapan 11 paylayıcının 2 yuxarı boşluğunu idarəetmə xətti 9 ilə cənə birləşdirir və paylayıcı 2, vəziyyətini dəyişərək, nasosun 1 vurma xəttini silindrin 4 digər (əks) işçi boşluğu ilə birləşdirir (bu vəziyyətdə basqı xətt – 8, axıtma xətt – 3-dir) və güc silindri hərəkətin istiqamətini dəyişir (reversləşdirir). Revers hərəkətinin sonunda həmin ardıcılıqla qoruyucu 5 və yüksəzləşdirici klapanlar 6 işə qoşulub, revers hərəkətlərinin yerinə yetirməsini təmin edirlər.

Baxılan sxem avtomatik rəqslı irəli-geri düz hərəkətli hidravlik silindrli hidravlik intiqallarda da tətbiq oluna bilər.

4.2.4. Maşınqayırma dəzgahların əsas dövrləri üçün avtomatik hidravlik intiqal

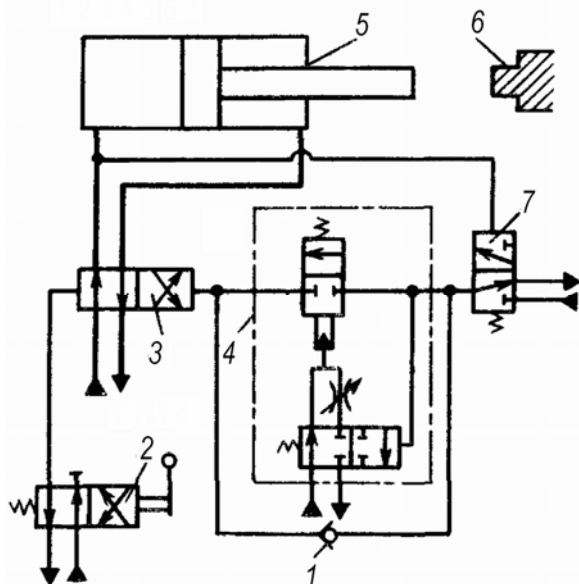
4.2.4.1. Yüke görə idarə olunan periodik irəliləmə hərəkətli avtomatik hidravlik intiqal

İntiqalın hərəkətinin yumruqucuqlar və yol paylayıcıları vasitəsi ilə yola görə idarə olunması çıxış bəndinin kənar vəziyyətində böyük dəqiqliklə dayanmasını təmin etmir. Dayanmanın millimetrin onda biri dəqiqliyi ilə yerinə yetirilməsi, sərt dayağının və yüke görə idarəetmənin köməkliyi ilə mümkündür. Bu tipli hidravlik intiqalın sxeminin nümunələri şəkil 4.2.11-də göstərilib. Yüklə idarəetmənin mahiyyəti ondan ibarətdir ki, hidravlik güc silindrinin 5 çıxış hissəsi tərpənməz sərt dayağında 6 dayandıqda, işçi mayenin təzyiqin artmasından istifadə olunur. Təzyiq elə bir qiymətə qədər artır ki, bu halda nasos qurğusunun qoruyucu klapanı (sxemdə göstərilməyib) işə düşür və yaxud bu təzyiq qaz-maye akkumulyatorda olan qazların (sxemdə göstərilməyib) təzyiqinə bərabər olur. Hidravlik sistemdəki təzyiq işçi təzyiqdən çox olduqda, yayı maksimal təzyiqinə görə sazlanmış olduğundan, paylayıcı 7 işə düşür. Çıxış hissəsinin dayaqda müəyyən saxlanma vaxtını təmin etməkdən ötrü

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsiplərinin nümunələri

hidravlik intiqalın sxemində zaman klapanı 4 nəzərdə tutulur.

Bu halda əsas idarəetmə paylayıcı 3 paylayıcı 7 işə düşən kimi deyil, yalnız zaman klapanın 4 sazlanmış vaxta uyğun, müəyyən zaman fasiləsi keçdikdən sonra qoşulur.



Şəkil 4.2.11. «Düzünə gediş – dayaqda saxlanma – əks gediş» siklinə avtomatik idarə olunan intiqalın sxemi

Zaman relesinin 4 iş prinsipi daxili idarəetmə kamerasının işçi maye ilə tənzim olunan drosselin köməkliliyi ilə ləng dolmasından ibarətdir. İdarəedici hidravlik xətdə mayenin sərbəst əks axanını klapan 1 təmin edir. Paylayıcı 2, hidravlik intiqalın ilkin qoşulmasından ötrü lazımdır.

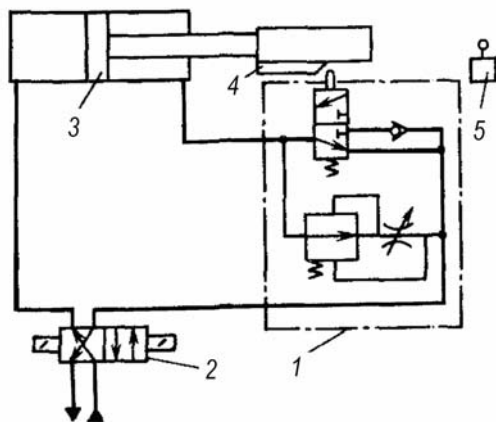
4.2.4.2. Yol açarları ilə idarə olunan mexaniki və elektrohıdravlik periodik irəliləmə hərəkətli avtomatik hidravlik intiqal

Dəzgahların hidravlik intiqallarında «sürətli yaxınlaşdırma –

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsiplərinin nümunələri

işçi gediş – sürətli kənarlaşdırma – dayanma» işçi dövrləri geniş istifadə olunduğundan, dəzgahqayırmada yol paylayıcı, axın tənzimləyicisi və əks klapanı özündə birləşdirən birgövdəli kombinə aparatlardan istifadə olunur.

Alətin sürətli yaxınlaşması üçün elektromaqnitlə idarə olunan hidravlik paylayıcısına 2 (şəkil 4.2.12) elektrik siqnalı verilir və bununla intiqal qoşulur. Kombinə hidravlik aparatının 1 yol hidravlik paylayıcısına silindr ştokun yumruqucuğu 4 ilə təsir etməklə işçi gedişə keçid yerinə yetirilir. Bu halda işçi maye silindrinin ştok boşluğundan 3 çıxış hissəsinin verilmiş hərəkət sürətinə sazlanmış axın tənzimləyicisinə istiqamət alır. Maye axının istiqamətini dəyişdirməkdən ötrü hidravlik paylayıcının 2 elektrik siqnalı mikroaçarından 5 daxil olur.

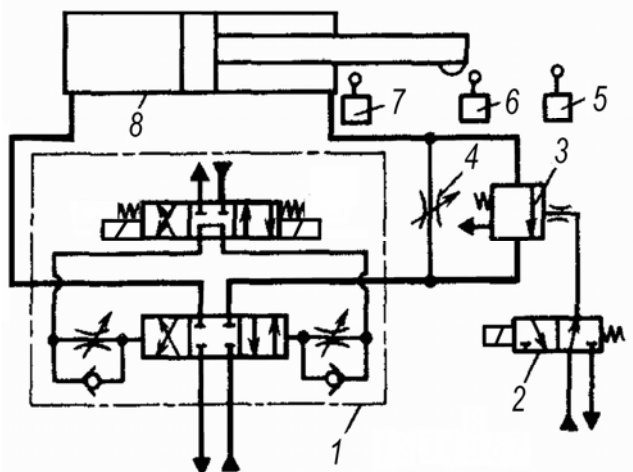


Şəkil 4.2.12. «Sürətli yaxınlaşdırma – işçi gediş – sürətli kənarlaşdırma – dayanma» siklini avtomatik idarəli hidravlik intiqalın sxemi.

Maye tənzimləyiciyə daxil olmayaraq, bir-başə 3 hidravlik silindrin ştok boşluğuna axdığından kəsici alət geriə sürətlə kənarlaşdırılır.

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsiplərinin nümunələri

Kiçik qabaritli elektrik yol dəyişdiricilərindən istifadə olunması ilə, dövrə idarə olunan hidravlik intiqalları əhəmiyyətli dərəcədə sadələşir (şəkil 4.2.13). 5 və 7 kənar elektrik açarları (qoşucuları), elektromaqnitlə idarə olunan ikipilləli (ikikaskadlı) 1 hidravlik paylayıcıya elektrik siqnalı ötürür. Elektrik siqnalla idarə olunan hidravlik paylayıcı 2, aralıq yol açardan 6 siqnal alır və ardıcılıq klapanını 3 idarə edir. Tənzim olunan drosseli 4, hidravlik silindrin 8 çıxış hissəsinin verilmiş hərəkət sürətinə görə sazlanır. İntiqalın elektrohidravlik idarə sistemi, «sürətli yaxınlaşdırma – işçi gediş – sürətli kənarlaşdırma – dayanma» siklini təmin edir. Qeyd etmək lazımdır ki, elektrik hissəsi mürəkkəbləşdikcə hidravlik intiqalın hidravlik mexaniki hissəsi sadələşir.



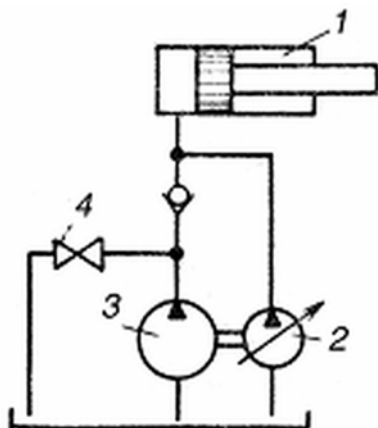
Şəkil 4.2.13. Dəzgahın dövrünün elektrohidravlik üsulu ilə idarə olunan hidravlik intiqalın sxemi

4.2.5. Qoşalaşdırılmış iki nasoslu hidravlik intiqallar

Bir sıra maşınlarda, o cümlədən metalkəsən dəzgahlarda, qoşalaşdırılmış iki nasoslu hidravlik intiqallar sxemi geniş yer

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsiplərinin nümunələri

tapmışdır. Adətən, onların biri (tənzimlənməyən) yüksək verimli və kiçik basqılı olaraq, intiqalın çıxış bəndinin boş gedişinin sürətli olmasını təmin edir. Digər isə, kiçik verimli və yüksək təzyiqli nasos (tənzimlənən), işçi gedişini yerinə yetirməsi üçün istifadə olunur. Bu tipli hidravlik sistemin sadələşdirilmiş sxemi şəkil 4.2.14-də verilmişdir.



Şəkil 4.2.14. Qoşalaşdırılmış iki nasoslu hidravlik intiqalın sxemi

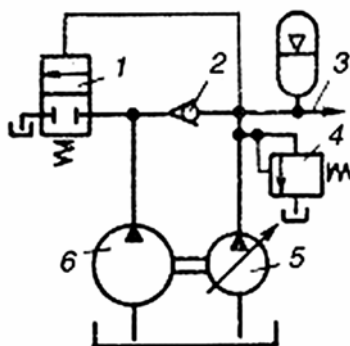
İntiqalın çıxış bəndinin boş gedişinin sürətli olması yüksək 2 və kiçik 3 təzyiqli iki nasosun verimlərinin cəmləşdirilməsi ilə təmin olunur. Sürətli gedişin sonunda kiçik təzyiqli nasos 3 əl və ya təzyiqin artmasına görə bağlayıcı kranın 4 signalı ilə avtomatik dayandırılır. Bundan sonra hidravlik güc silindrinin qidalanması yalnız bir tənzimlənən nasosla 2 baş verir.

Şəkil 4.2.15-də həmin tipli – istehlakçıların qoşalaşdırılmış iki nasoslu avtomatlaşdırılmış hidravlik intiqalın sxemi göstərilmişdir.

Bu sxemdə qoşalaşdırılmış iki 5 və 6 nasosların qoşulması və söndürülməsi avtomatik şəkildə baş verir. Basqı xəttində 3 təzyiq iki vəziyyətli iki xətlə paylayıcının (çeviricinin) 1 nizamlayıcı

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsiplərinin nümunələri

yayın köklənmiş təzyiqə çatmayana qədər onun kanalları bağlı qalır və hidravlik şəbəkəyə 3 maye axını hər iki nasosdan daxil olur. Sistemdəki təzyiq köklənmiş təzyiqə çatanda kiçik təzyiqli nasos 1 avtomatik olaraq hidravlik çənlə birləşdirilir, yüksək təzyiqli nasos 2 isə, əks klapana paylayıcı 1-dən ayrılaraq, sistemin qidalandırılmasını davam edir. Bu halda təzyiqli nasosun 2 ifrat yükəndən müdafiəsi qoruyucu klapana 4 yerinə yetirilir. Nasosların açılıb-bağlanması zamanı hidravlik şəbəkənin hidravlik zərbələrdən qorunması üçün qaz-hidravlik akkumulyator tətbiq olunur.



Şəkil 4.2.15. Qoşalaşdırılmış iki nasoslu və qaz-hidravlik akkumulyatorlu hidravlik intiqalın sxemi

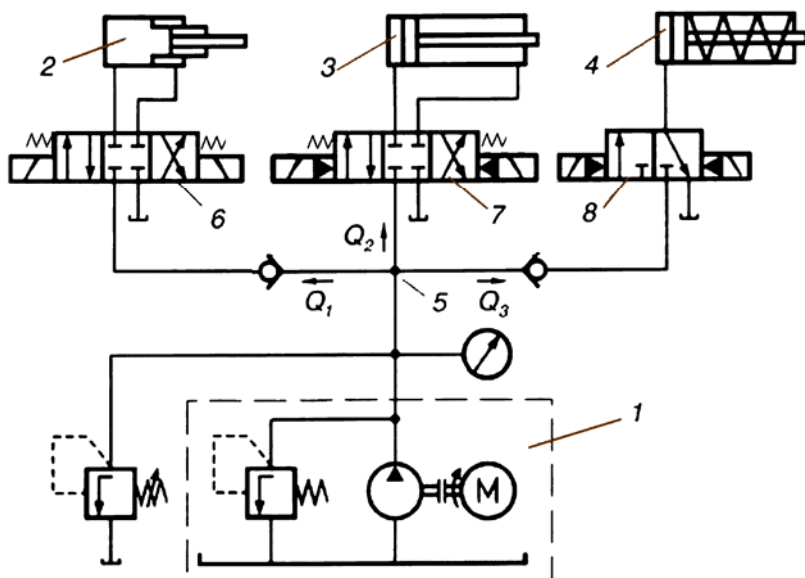
4.2.6. Vahid nasosla iki və bir neçə hidravlik mühərriklərinin qidalandırılan hidravlik intiqal

Hidravlik intiqalların əksəriyyətində bir nasosdan qidalandırılır bir neçə hidravlik mühərriklər mövcuddur. Bu halda hidravlik mühərriklərin sxemə qoşulması iki növdə ola bilər:

- hidravlik mühərriklərin hidravlik intiqalın sxeminə paralel qoşulması;
- hidravlik mühərriklərin hidravlik intiqalın sxeminə ardıcıl qoşulması.

4.2.6.1. Hidravlik mühərriklərin hidravlik intiqalın sxeminə paralel qoşulması

Hidravlik mühərriklərin hidravlik intiqalda paralel qoşulma sxemi şəkil 4.2.16-da verilmişdir.



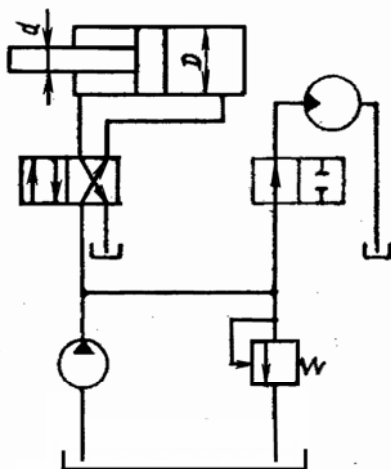
Şəkil 4.2.16. Hidravlik mühərriklərin hidravlik intiqalda paralel qoşulma sxemi

Hidravlik intiqalın sistemində bir nasos qurğusu 1 və üç hidravlik güc silindr 2, 3 və 4 mövcuddur. Hər hidravlik silindrə yalnız onu müstəqil idarədən sistem – müxtəlif tipli hidravlik paylayıcı 6, 7 və 8 mövcuddur. Hidravlik şəbəkənin 5 sayılı nöqtəsində əsas magistral Q_1 , Q_2 və Q_3 sərfələri olan üç budağa şaxələnir. Hər hidravlik silindr lazımi vaxtı digər istehlakçılardan asılı olmayaraq işə qoşula bilər və işçi və boş gedişlərini yerinə yetirə bilər.

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsiplərinin nümunələri

Hidravlik mühərriklərin hidravlik intiqalda paralel qoşulma sxeminin geniş istifadə olmasına baxmayaraq, onlarda əsas gözə çarpan nöqsan mövcuddur: istehlakçıların üçü də qoşulduqda onların sürəti minimal olacaqdır, hidravlik silindrlərin birinin dayanan zamanı digər işləyən iki silindrlərin nasosun yalnız onların arasında bölündüyündən sürətləri artacaqdır. Bu nöqsanı aradan qaldırmaq üçün silindrlərin yükündən asılı olaraq müxtəlif təzyiqlərə köklənmiş reduksiya klapanlarından istifadə olunur.

Məsələ 4.2.1. Hidravlik silindr ($D = 125$ mm, $d = 63$ mm) və işçi həcmi $q_m = 20$ sm³ olan hidravlik mühərrik həcmi hidravlik intiqalda paralel birləşdirilib (şəkil 4.2.17). Hidravlik silindrin hidravlik basqı xəttində təzyiq itkisi $\Delta p_1 = 0,23$ MPa, hidravlik mühərrikin basqı və axıtma xətlərində $\Delta p_2 = 0,3$ MPa, hidravlik aparatlarda yağın sızmaların cəmi $\Delta Q = 5$ sm³/san.



Şəkil 4.2.17. 4.2.1 məsələyə aid

Nasosun sabit verimi $Q_n = 42$ dm³/dəq = $0,70 \cdot 10^{-3}$ m³/san və tam FİƏ $\eta_n = 0,83$ olduğu hal üçün hidravlik intiqalın FİƏ-nı η_{in} və

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsiplərinin nümunələri

hidravlik mühərrikin valındakı momenti M_m təyin etməli.

Porşen sağ tərəfə $v = 5 \text{ sm/san} = 0,05 \text{ m/san}$ sürəti ilə hərəkət edərkən hidravlik silindrin ştokuna təsir edən qüvvə $R = 50 \text{ kN}$.

Hidravlik silindrin və hidravlik mühərrikin tam və həcmi FİƏ-ları uyğun olaraq $\eta_s = 0,95$; $\eta_{sh\acute{e}c} = 1$; $\eta_m = 0,90$; $\eta_{m\acute{h}\acute{e}c} = 0,98$.

Həlli:

Hidravlik intiqalın faydalı gücü hidravlik silindrlə hidravlik mühərrikin faydalı gücləri cəminə bərabərdir:

$$N_{inf} = N_{sf} + N_{mf} = Rv_p + \Delta p_m Q_m \eta_m.$$

Hidravlik intiqalın gücü isə nasosun sərf etdiyi gücə bərabərdir:

$$N_{in} = N_n = \frac{Q_n p_n}{\eta_n},$$

Hidravlik intiqalın tam FİƏ hidravlik intiqalın faydalı gücünün hidravlik intiqalın gücünə olan nisbətində bərabərdir. Onu təyin etmək üçün, nasosun təzyiqini p_n , yağın sərfini Q_n və hidravlik mühərrikdə təzyiq düşməsinə Δp_m bilmək lazımdır.

Porşenin sağa hərəkətində hidravlik silindrdə yağın sərfi:

$$Q_s = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \frac{v_p}{\eta_{sh\acute{e}c}} = \frac{3,14}{4} (12,5^2 - 6,3^2) \cdot 10^{-4} \frac{0,05}{1,0} = 0,458 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{san}.$$

Hidravlik mühərrikin yağ sərfi:

$$Q_m = Q_n - Q_s - \Delta Q = (0,700 - 0,458 - 0,005) \cdot 10^{-3} = 0,237 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{san}.$$

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemlərinin nümunələri

Hidravlik silindrin ştok boşluğunda işçi mayenin təzyiqi:

$$p_s = \frac{4R}{\pi(D^2 - d^2)\eta_{s\text{ mex}}} =$$
$$= \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{3,14(0,125^2 - 0,063^2) \cdot 0,95} = 5,77 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 5,77 \text{ MPa},$$

harada ki, hidravlik silindrin mexaniki FİƏ $\eta_{s\text{ mex}} = \eta_s / \eta_{s\text{ hac}} = 0,95 / 1,0 = 0,95$ (hidravlik FİƏ $\eta_{s\text{ h}} = 1$).

Nasosun təzyiqi:

$$p_n = p_s + \Delta p_1 = 5,77 + 0,23 = 6,0 \text{ MPa}.$$

Hidravlik mühərrikin basqı və axıtma xətlərində təzyiq itkiləri – $\Delta p'_2$ və $\Delta p''_2$ -dir. Onda hidravlik mühərrikin girişində təzyiq $p_n - \Delta p'_2$ bərabərdir, motorda hidravlik təzyiq düşküsi isə

$$\Delta p_m = (p_n - \Delta p'_2) - \Delta p''_2 = p_s - (\Delta p'_2 + \Delta p''_2) =$$
$$= p_n - \Delta p_2 = 6,00 - 0,30 = 5,70 \text{ MPa}.$$

Hidravlik silindrin faydalı gücü:

$$N_s = Rv_s = 50 \cdot 10^3 \cdot 5 \cdot 10^{-2} = 2500 \text{ Vt}.$$

Hidravlik mühərrikin faydalı gücü:

$$N_{fm} = \Delta p_m Q_m \eta_m = 5,7 \cdot 10^6 \cdot 237 \cdot 10^{-6} \cdot 0,90 = 1215 \text{ Vt}$$

Hidravlik intiqalın faydalı gücü:

$$N_{inf} = N_{sf} + N_{mf} = 2500 + 1215 = 3715 \text{ Vt}.$$

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemlərinin nümunələri

Nasosun sərf etdiyi güc:

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{\eta_n} = \frac{6 \cdot 10^6 \cdot 700 \cdot 10^{-6}}{0,83} = 5060 \text{ Vt}.$$

Hidravlik intiqalın tam FİƏ:

$$\eta_{in} = \frac{N_{inf}}{N_{in}} = \frac{3715}{5060} = 0,74.$$

Hidravlik mühərrikin valındakı moment:

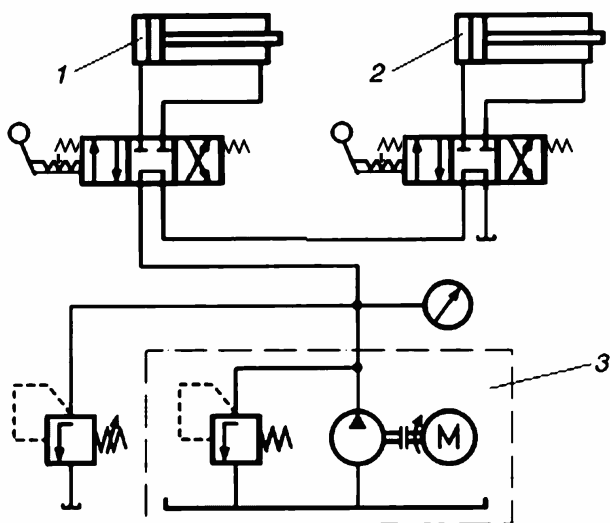
$$M_m = \frac{1}{2\pi} \Delta p_m q_m \eta_{mhmex} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} 5,7 \cdot 10^6 \cdot 20 \cdot 10^{-6} \cdot 0,918 = 16,6 \text{ Nm},$$

harada ki $\eta_{mhmex} = \frac{\eta_m}{\eta_{mhac}} = \frac{0,90}{0,98} = 0,918$ – hidravlik mühərrikin hidromexaniki FİƏ-dır.

4.2.6.2. Hidravlik mühərriklərin hidravlik intiqalın sxeminə ardıcıl qoşulması

Hidravlik mühərriklərin hidravlik intiqalda ardıcıl qoşulma sxemi şəkil 4.2.17-da göstərilmişdir. Sxemdə göstərilmiş iki hidravlik güc silindrlər 1 və 2 bir nasos qurğusundan qidalanırlar. Paralel qoşulma sxemindən fərqli olaraq hidravlik silindr 2 işçi gedişini yalnız 1 sayılı silindrin işsiz vəziyyətində yerinə yetirə bilər. Bu ona görə baş verir ki, silindr 1 işə qoşulduqda onun çıxışındakı işçi mayenin təzyiqin kiçik olduğundan 2 sayılı silindrin yalnız boş gedişini təmin oluna bilər. Bu tipli hidravlik sistemlərdə hər silindrdə ayrılıqda kiçik sərfli qidalandırıcı nasosun tam gücü istifadə oluna bilər/

4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemlərinin nümunələri



Şəkil 4.2.18. Hidravlik mühərriklərin hidravlik intiqalda ardıcıl qoşulma sxemi

4.3. SƏNAYEDƏ TƏTBİQ OLUNAN TİPİK HİDRAVLİK İNTİQALLARIN NÜMUNƏLƏRİ

4.3.1. Borudüzən qurğu

4.3.1.1. Borudüzən qurğunun konstruksiyası

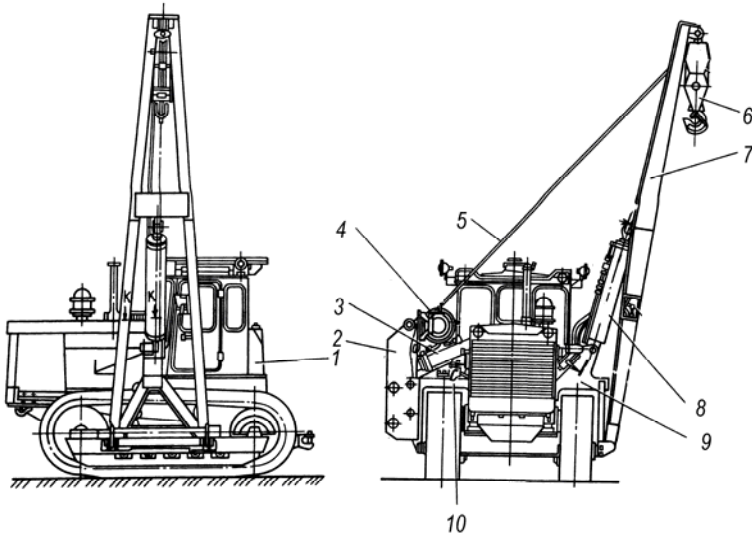
Neft-mədən işlərində borudüzən qurğuları əsasən kanallarda (xəndəklərdə) boruları düzmək üçün istifadə olunurlar. Borudüzən, yan tirləli yükqaldırıcı mexanizm olaraq, xüsusi özüyədən tırtıllı qurğudur, hansı ki digər növ işləri üçün də tətbiq olunurlar: boruları qaynaqlamaq, təmizləmək və izolyasiya etmək üçün qaldırılmış vəziyyətə sazlamaq, boru dəstələrini boşaldıb yükləmək və digər inşaat-quraşdırma işlərdə. Borudüzənin əsas işçi hərəkətləri: yükün qaldıraraq endirməsi, yüklə birgə hərəkəti və yüklə birgə tirin bucağının dəyişməsi.

ТГ-124 АМ tipli borudüzən qurğusunun yükqaldırma qabiliyyəti 125 kN-dur (12,5 ton) (şəkil 4.3.1). Qaldırdığı boruların diametri 720 mm qədər ola bilər.

Borudüzən qurğu aşağıdakı əsas hissələrdən ibarətdir: Т 170Б markalı baza traktoru 1; asqılı avadanlıqlar – А-şəkilli tir 7; iki portal (traktor üzərində qurulan körpülər) 9 və 10; əks yük 2; idarəetmə sistemi; güc intiqalı (DYM) və hidravlik intiqal qurğusu.

ТГ-124 АМ tipli borudüzən qurğunun əsas parametrləri: traktorun DYM-in gücü – 132 kVt; yükün qaldırma hündürlüyü – 5,2 m; yükün qaldırma endirmə sürəti – 9,48 m/dəq; bucurqad – hidravlik motorludur; qurğunun kütləsi – 21800 kq-dır.

Traktorun üzərində sol 8 və sağ 10 yarımçərçivələrdən ibarət portallar yerləşdirilib. Traktorun sağ tərəfindəki portalın üzərində aksial-porşenli hidravlik motorla hərəkətə gətirilən bucurqad 4 qurulub. Bucurqad polad kanatı 5 çəkərək tirdən asılan qırmaqla 6 yükü qaldırır.



Şəkil 1.1. TF-124 AM tipli borudüzən qurğunun ümumi görünüşü

Traktorun sol tərəfində A hərfi formasında tir 8 qurulur. Hidravlik silindrin 8 ştoku ilə tiri endirib, qaldırmaqla yükü uzaq və yaxından qaldırılmasını təmin edir.

Traktorun sağ tərəfində əks yük 2 qurulmuşdur. Xüsusi hidravlik silindr 3 vasitəsilə 30 kN-luq əks yükü traktordan aralanma və yaxınlaşma yolu ilə qurğunun dayanıqlığını yaradır ki, traktor yük qaldırma zamanı müvazinətini saxlasın.

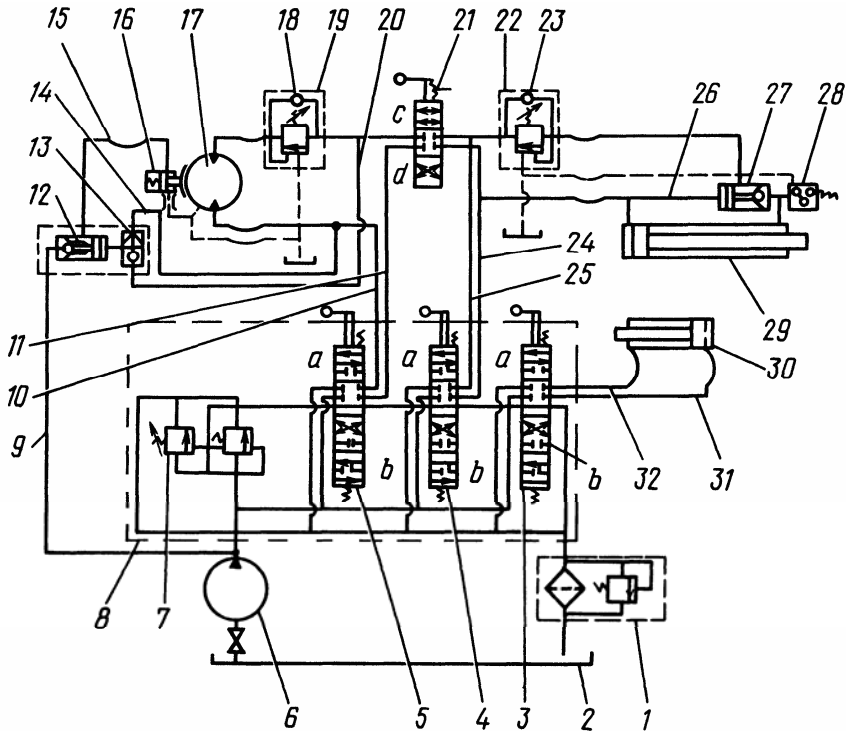
Hidravlik silindr 8 tirin 7 qaldırılıb, endirilmə işlərini yerinə yetirmək üçün traktora qurulub. Mövcud hidravlik silindrinin ştokunun gediş yolu 1500 mm, daxili diametri 140 mm-dir.

4.3.1.2. Borudüzən qurğunun hidravlik intiqalının sxemi

Qurğunun hidravlik intiqalının sxemi şəkil 4.3.2-də verilmişdir. Hidravlik intiqalın vasitəsilə üç hidravlik mühərrik

hərəkətə gətirilir:

- tirin hidravlik güc silindri 29;
- əks yükün hidravlik silindri 30;
- bucurqadın hidravlik motoru 17.



Şəkil 4.3.2. Borudüzən qurğunun hidravlik intiqalının sxemi

İşçi maye dişli-çarxlı nasos 6 vasitəsilə hidravlik cəndən 2 üçseksiyalı 6/4 (6 xətlə, 4 vəziyyətli) tipli hidravlik paylayıcını 8 keçərək hidravlik mühərriklərə verilir. Hidravlik sistemi ifrat təzyiqdən qoruması üçün qoruyucu klapən 7 mövcuddur. Əks yükün hidravlik silindri 30 elastik borularla (xortumlarla) 31 və 32

üçseksiyalı hidravlik paylayıcının 3 saylı seksiya ilə birləşdirilib. Tirin hidravlik güc silindri 29 isə borularla 24 və 25 paylayıcının seksiya 4 ilə əlaqədərdir, bucurqadın hidravlik motoru 17 həmin paylayıcının seksiya 5 ilə birləşdirilib. Hidravlik motorun 17 xəttinə əlavə hidravlik 4/3 tipli hidravlik paylayıcı 21 və əks klapanlı 18 qoruyucu (axıdıcı) klapın 19 yerləşdirilib.

Tirin hidravlik silindri 29 hidravlik qıfilla 27 və əks klapanlı 23 qoruyucu (axıdıcı) klapın 22 təchiz olunub. Hidravlik silindrin ştok tərəfdəki boşluğa təzyiq relesi 28 qoşulub.

Sistemdən yüksək hermetiklik tələb olunmadığından, paylaşdırıcı qurğu kimi, kiçik sızma qabiliyyətinə malik zolotnik tipli paylayıcılardan istifadə olunur. Zolotnikli paylayıcılardan istifadə olunması sistemdəki elementlərin ümumi sayını azaltmağa imkan verir.

Axıtma xəttində süzgəc bloku 1 yerləşdirilir. Süzgəc zibilləndikdə müqaviməti artarsa, süzgəc elementi zədələnməməsi üçün blokun nəzərdə tutulmuş boşaltma klapını avtomatik işə salınır. Nasosun artıq yüklənmədən müdafiəsi qeyri düztəsirli qoruyucu klapın 7 vasitəsilə təmin olunur.

4.3.2. Neft-mədən təmir işləri üçün A-50U tipli aqreqat

4.3.2.1. A-50U tipli aqreqatın təsviri və əsas hissələri

Neft-mədən qurğularında aparılan işlərdə geniş tətbiq olunan A-50U tipli aqreqatlar (ümumi görünüşü şəkil 4.3.3 və şəkil 4.3.4-də verilib) aşağıdakı əməliyyatların görülməsi üçün nəzərdə tutulmuşdur:

- 5...6" diametrli borularda sement tıxaclarının qazılması və bu proseslə bağlı əməliyyatlar (boruların endirilməsi və qaldırılması);
- nasos-kompressor borularının endirilməsi və qaldırılması;
- fontan armaturunun qurulması;

- təmir və qəzaların aradan qaldırılması;
- qazıma işlərinin aparılması və s.

Yuma nasosu istisna olmaqla aqreqatın bütün mexanizmləri KRAZ-257 avtomobilinin şassisində quraşdırılır, naqıl qismində avtomobilin daxili yanma mühərriki istifadə edilir. Yuma nasosu iki milli əlavə avtoqoşquda qurulaşdırılır.

A-50U tipli aqreqatların yükqaldırma qabiliyyəti 500 kN-dur. Bütün aqreqatların və mexanizmlərin intiqalı KRAZ-257 avtomobilinin mühərriki ilə yerinə yetirilir. Bu mühərrikin çıxış valının dövrlər sayı 2100 dövr/dəq olmaqla gücü 155 kVt təşkil edir.

Nasos-kompressor borularını endirmək və qaldırmaq və digər işləri yerinə yetirmək üçün burğudan (maçtadan, tirdən) istifadə olunur. Yığcam olmaq üçün bu qurğuda teleskopik tipli buruq nəzərdə tutulub. Bu burğunun açılmış vəziyyətdə uzunluğu ≈ 20 m, maksimal yükqaldırma qabiliyyəti 500 kN, kütləsi ≈ 3787 kq-dır.

Qurğuya daxildir:

- pnevmatik idarəolunan ikibarabanlı bucurqad (qazıma kanatının maksimal dartılma qüvvəsi 100 kN, kütləsi 445 kq);
- hidravlik mühərriklə (hidravlik motorla) hərəkətə gətirilən 2, 2½, 3" diametrli borular üçün ikisürətli qazıma rotoru (I sürət – $n_1 = 40$ dövr/dəq, II sürət – $n_2 = 70$ dövr/dəq, gücü 60 kVt, kütləsi 485 kq)

- 9 MFP tipli yuma nasosu (verimi 6,1 dm³/san, transmissiya valının dövrlər sayı 388 dövr/dəq, nasos oymağının diametri 127 mm, basqı təzyiqi 6,0 MPa, kütləsi 4123 kq)

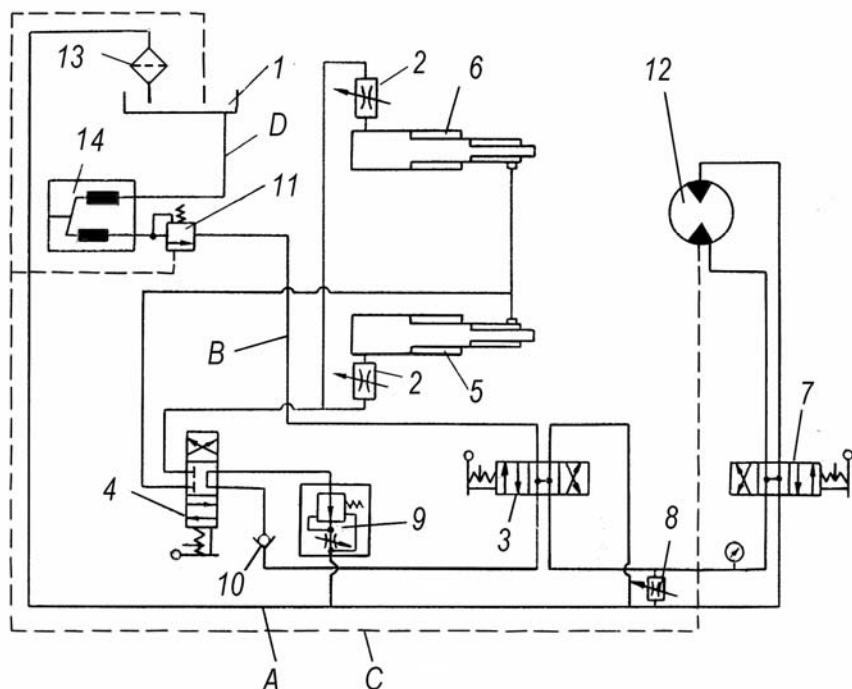
Qurğunun nəqliyyat vəziyyətində aqreqatın qabaritlin ölçüləri 12,460 x 4,160 x 2.650 m, qurğunun ümumi kütləsi – 32 104 kq.

Aqreqatın ayrı-ayrı mexanizmlərinə, o cümlədən hidravlik intiqalın qidalandırıcı nasosun, güc paylanması avtomaşının paylayıcı qutusundan həyata keçirilir.

Teleskopik buruq iki seksiyadan ibarətdir: aşağı seksiya –

4.3.2.2. A-50U tipli aqreqatın hidravlik intiqalının sxemi

A-50U tipli aqreqatın hidravlik intiqalının əsas hidravlik avadanlıqları və aparatları bunlardır (şəkil 4.3.4):



Şəkil 4.3.4. A50U tipli aqregatın hidravlik intiqalının sxemi:

1 – hidravlik çən; 2 – drossel; 3, 4, 7 – 4/3 tipli hidravlik paylaticılar; 5, 6 – teleskopik güc silindri; 8 – tənzimləyici drossel; 9 – axın tənzimləyicisi; 10 – əks klapın; 11 – düztəsirli qoruyucu klapın; 12 – hidravlik motor; 13 – süzgeç; 14 – yağ aksial-porşenli nasosu;

xətlər: A – boşaltma xətti; B – basqı xətti; C – drenaj xətti;
 D – sorma xətti.

- qidalandırıcı nasos – aksial-porşenli nasos *14*;
- hidravliki mühərriklər:
 - 2 hidravliki domkrat (silindrlər) (*5* və *6*);
 - rotorun (fırlatdırıcının) hidravlik motoru (*12*);
- hidravlik aparatlar:
 - paylayıcılar (*3*, *4*, *7*);
 - axın tənzimləyicisi (*9*);
 - əks klapən (*10*);
 - qoruyucu klapən (*11*);
 - süzgəc (*13*);
 - drossellər (*2*, *8*) və s.

Hidravlik intiqalının iş prinsipi bundan ibarətdir. İşçi maye – mineral yağ çəndən *1* (şəkil 4.3.5) sorma borusu (şlanq) *D* vasitəsilə yağ nasosuna *14* daxil olur, oradan isə basqı yağ xətti *B* ilə reversiv zolotnikə *3* verilir. Yağ nasosu – reversiv zolotnik vurma xəttində yağın təzyiqinə nəzarət edən qoruyucu klapən *11* mövcuddur. Reversiv zolotniklə *3* işçi yağ yalnız bir avadanlığa verilə bilər:

- zolotnik *4* vasitəsilə burğunun qaldırıcı hidravlik domkratlara *5* və *6* və ya
- zolotnik *7* vasitəsilə rotorun hidravlik motoruna *12*.

Reversiv zolotnikə *7* gedən təzyiq xəttində iynəvarı drossel *8* quraşdırılıb. Onunla rotor hidravlik motorun gücünü tənzimləmək olur. Qeyd edilən drosselə qısa müddətli işləmək, yəni yalnız qazıma üçün rotor hidravlik motoru buraxıldıqda və boruların açılıb-bağlanması zamanı işləmək tövsiyə edilir. Çünki drosselin uzun müddət işləməsi yağın qızmasına səbəb ola bilər.

Zolotnikdən *4* hidravlik domkratların yuxarı və aşağı boşluqlarına iki xətt gedir. Zolotnikin axma xəttində *4* axın tənzimləyicisi *9* yerləşdirilib. Bu hidravlik aparat vasitəsilə burğun qaldırma və endirmə sürəti tənzimlənir və avtomatik olaraq sabit saxlayır. Zolotnikə *4* gedən təzyiq xəttində burğun

domkratlarının yaratdığı təzyiqdən sistemi azad edən əks klapın 10 yerləşdirilib.

Yağ çəninin sorma və axıtma boruları filtrlərlə 13 təchiz edilib.

Yağ nasosunun veriminin buruğun qaldırılması üçün həddindən artıq yüksək olduğundan buruğun qaldırılması və endirilməsi zamanı yağ nasosunun işi avtomobilin ötürücü qutusunun işi birinci ötürmədə olduqda aparılır.

4.3.3. Neft-qaz mədənlərində hazırlıq işləri üçün PARS qurğusu

4.3.3.1. PARS qurğusunun təsviri və əsas hissələri

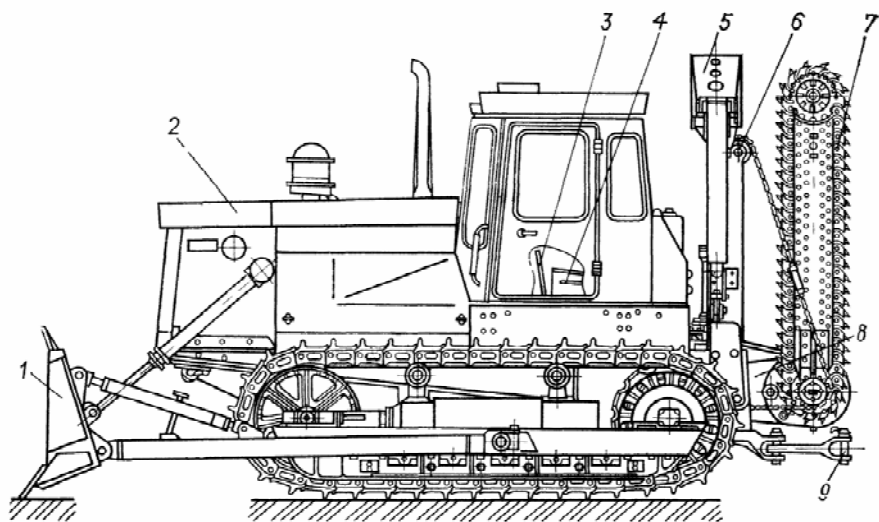
PARS tipli qurğular ətraf mühitin – 45...+ 45°C temperaturalarda aşağıdakı işlərin görülməsi üçün nəzərdə tutulmuşdur:

- neft-mədən sahələrində hazırlıq işlərinin aparılması;
- neft və qaz quyularının tikilməsi;
- neft və qaz quyularının təmiri.

Qurğunun bazası T-13CMΓ-1 markalı tırtıllı traktordur. Traktor mühərriki dizeldir, gücü 130 kVt. Qurğunun ümumi görünüşü şəkil 4.3.5-də göstərilir.

Qurğu aşağıdakı əsas hissələrdən ibarətdir:

- reduktor;
- hidravlik intiqal qurğusu;
- hidravlik kran 5;
- kəsici orqan 7;
- buldozer lüləsi 1;
- kəsici orqanın qaldırılması mexanizmi 8 və s.



Şəkil 4.3.5. PARS aqreqatının ümumi görünüşü

Qeyd olunan mexanizmlərin yerinə yetirdiyi funksiyalar:

- reduktor 8 qurğusunun kəsici orqanının 7 hərəkətə gətirilməsi üçün müəyyən olunub, onun giriş valı traktorun mühərrikinin çıxış valı ilə birləşdirilib;
- hidravlik kran 5 4030II markalı, hidravlik silindrlə 5 kN çəkiddə yükün qaldırılması və yerinin dəyişdirilməsi üçün təyin olunub;
- buldozer lüləsi 1 itələyicisindən, itələyici tirlər və vintli ayırıcılardan ibarətdir və tikinti işləri aparmaq üçündür.
- hidravlik intiqal qurğusu vasitəsilə traktor daxili yanma mühərrikinin gücünü icraçı orqanlara ötürür;
- kəsici orqan 7 – qrunut və qaya süxurlarında xüsusi qaşovlarla kanallar qazılması üçün nəzərdə tutulub;
- kəsici orqanın qaldırma mexanizmi 6 kəsici orqanın müəyyən mövqedə (dik vəziyyətdən müəyyən və ya bucaq altında) sabit saxlamaq imkanı yaradır.

Mexanizmlərin idarəsi traktorun kabinəsindən xüsusi pultla yerinə yetirilir. Bu pult həcmi hidravlik intiqalın icraedici avadanlıqlarını: hidravlik mühərriklərin və kəsici orqanın traktorun aparıcı intiqal mühərrikinə qoşulmasını təmin edilir.

4.3.3.2. PARS qurğusunun hidravlik intiqalı

Qurğunun həcmi hidravlik intiqalı fərdi işləyən (ayrı-ayrı vaxtda işləyən) bir neçə hidravlik mühərriki (hidravlik güc silindrləri) təzyiq altında işçi maye ilə təmin edir.

PARS qurğusunun hidravlik intiqalının sxemi şəkil 4.3.6-də göstərilib. Hidravlik intiqal vasitəsilə aşağıdakı mexanizmlər hərəkətə gətirilir:

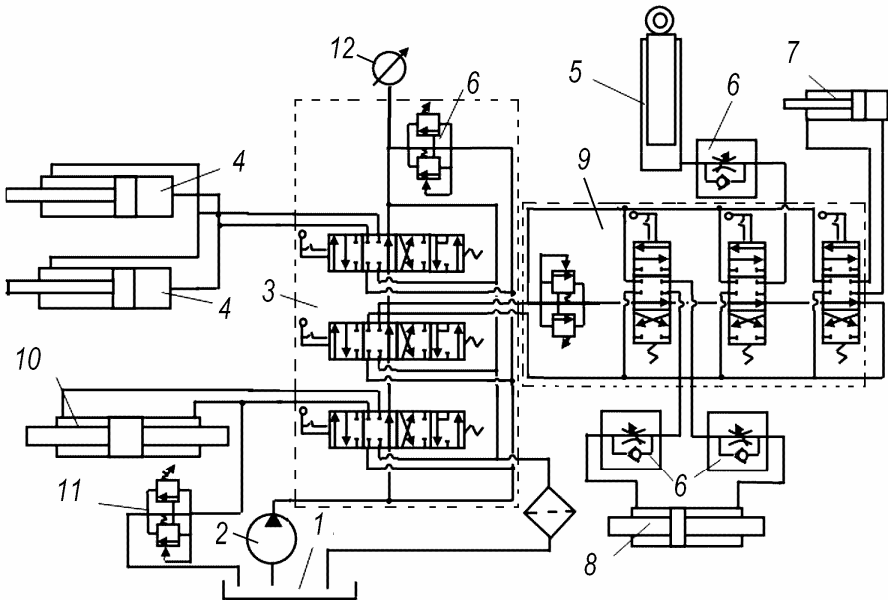
- buldozer sacı (2 silindr);
- barın qaldırma endirmə mexanizmi (1 silindr);
- yük qaldırıcı kran (1 silindr).

Qaldırıcı kranın hidravlik sisteminə öz növbəsində daxildirlər:

- yük qaldıran hidravlik silindr;
- tirin mailliyini dəyişən hidravlik silindr;
- kranı döndərən hidravlik silindr;

Buna görə də hidravlik sxemə 2 blok paylayıcı daxil edilib.

Hidravlik intiqalın qidalandırıcı nasos – həcmi dişli çarxlı HIII-32YJI markalı nasosdur 2. Nasosun valı şlisli oymaqlarla xüsusi reduktor vasitəsilə traktorun mühərrikinə birləşdirilir. Reduktor vasitəsilə traktorun mühərrikin dirsəkli valından fırlanma olaraq nasos işçi mayeni bakdan 1 sorur və onu traktorun hidravlik sistemində 6/3 tipli 3 seksiyalı hidravlik paylayıcıya 3 ötürür. Bu paylayıcının bir seksiyası buldozer itələyicisinin 2 silindrini 4 təmin edir, o biri seksiya isə mayeni barı qaldırma və endirmə silindrinə 10 ötürür. Silindrlər 4 bir ştoklu iki təsirlidir, silindr 10 iki təsirlidir və ikitərəfli ştokludur.



Şəkil 4.3.6. PARS qurğusunun hidravlik intiqalının hidravlik sxemi

Əsas hidravlik paylayıcılar blokunun 3 ortancıl seksiyasından işçi maye təzyiq altında digər – yük qaldırıcının işini idarə edən 3 seksiyalı paylayıcılar blokuna 9 daxil olur. Paylayıcılar blokun 9 ikinci (ortancıl) seksiyası yük qaldırıcı hidravlik silindri 5 – hidravlik silindr bir istiqamətli – geri qayıtmayı yükün təsiri ilə edir. Başqa (sol) seksiya yük qaldırıcının oxunu döndərmə mexanizmi 8 və nəhayət üçüncü (sağ) seksiya buruğun yığılması və əymə hidravlik silindrini 7 qidalandırılması üçün təyin olunub.

Hər iki hidravlik paylayıcılar bloku qeyri-düz təsirli qoruyucu klapenlarla 6 təchiz olunub, kranın buruğun dönməsi və yükün sakit endirilməsi (tormozla) təmin edilməsi üçün silindrin 5 və 8 əks paralel qoşulmuş tənzimlənən drossellərlə əks klapenlarla 6 təchiz olunub. Bundan başqa barın optimal işini təmin etmək,

hidravlik ötürücünün yükü qaldıranda üzərinə düşən ağırlıqdan ifrat təzyiqlərdən qorumaq üçün sistemi xüsusi qoruyucu (boşaldıcı) klapanlar bloku 11 və göstərən manometr 12 daxildir.

4.3.4. UPT-32 tipli neft-mədən tırtıllı qurğusu

4.3.4.1 UPT-32 tipli qurğunun konstruksiyası

UPT-32 tipli qaldırıcı qurğuları (şəkil 4.3.7) neft-qaz mədənlərində aşağıdakı işlərdə tətbiq olunur:

- boruları və ştanqları qaldırma və endirmə əməliyyatları;
- quyuları qumdan təmizlənməsi;
- buruqları olmayan neft və qaz quyularının cari təmir işlərində.

Qurğunun bazası T-130 M.Γ markalı tırtıllı traktordur.

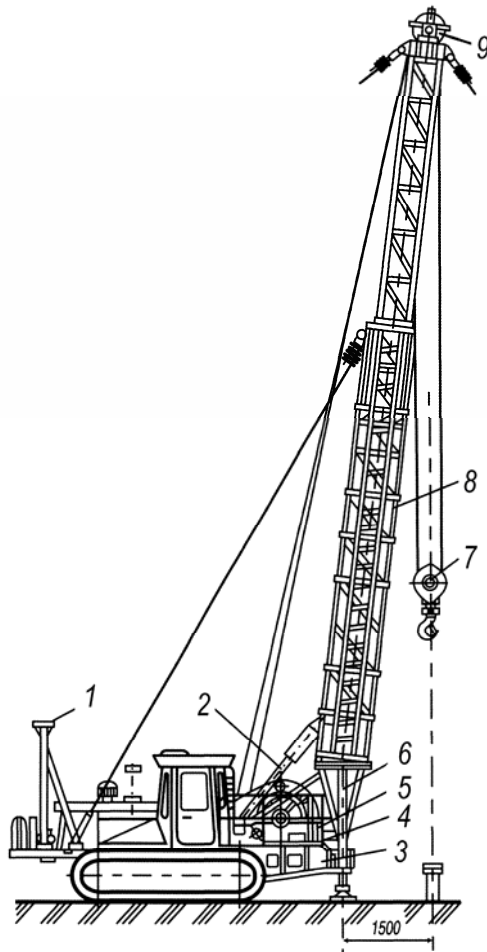
Qurğu aşağıdakı əsas hissələrdən ibarətdir:

- quraşdırma bazası T-130 M.Γ traktoru;
- bucurqad bloku;
- mexaniki ötürücü qutu;
- buruq;
- tal sistemi;
- hidravlik intiqal qurğusu.

Traktor mühərriki dizeldir, gücü $N_t = 118$ kVt, traktorun dirsək valının dövrlər sayı $n_t = 1200$ dövr/dəq-dir. Qurğunun yükqaldırma qabiliyyəti 320 kN, qaldırma hündürlüyü – 12 m-dir. Qurğunun ümumi kütləsi – 23048 kq, əndazə ölçüləri 10050 x 2700 x 4135 mm. Qurğunun ümumi görünüşü şəkil 4.3.10-da göstərilmişdir.

Qurğunun bucurqad blokunun və qurğunun digər mexanizmlərinin hərəkəti traktorun dizel mühərriki vasitəsilə yerinə yetirilir.

Gücün paylanması xüsusi KOM - ЧТЗ güc paylayıcı qutusu vasitəsilə həyata keçirilir.



Şəkil 4.3.7. UPT-32 qurğusunun ümumi görünüşü

- 1 – qabaq dayaq; 2 – burğunu qaldıran hidravlik domkratlar;
3 – avadanlıq altı özül; 4 – ötürmə qutusu; 5 – bucurqad;
6 – arxa dayaq; 7 – qarmaq bloku; 8 – buruq; 9 – kəlləçarx bloku

4.3.4.2. *Qurğunun hidravlik intiqalının sxemi və onun təsviri*

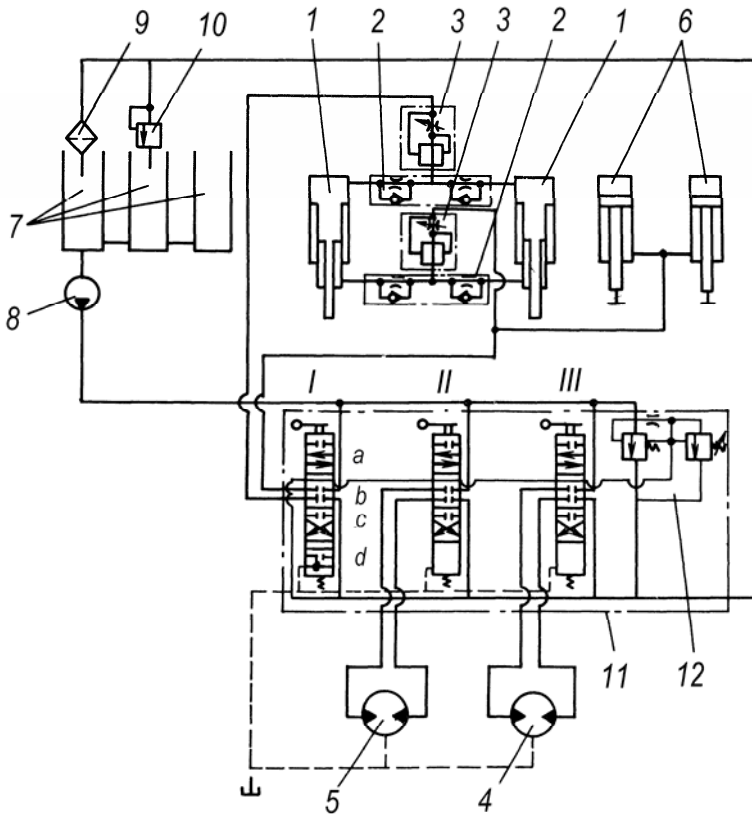
Qurğunun hidravlik intiqalı vasitəsilə köməkçi mexanizmlərlə

4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri

aşağıdakı əməliyyatlar yerinə yetirilir:

- hidravlik domkratlarla burğunun qaldırılması;
- burğunun daxili seksiyasını xaric edən hidravlik motorun qidalandırılması;
- quyu borularını və nasos kompressor borularını açıb-bağlayan hidravlik açarının hidravlik motorunun qidalandırılması;
- burğunun arxa dayaq ayaqlarının qaldırılması.

Qurğunun hidravlik sxemi (şəkil 4.3.8) istənilən köməkçi mexanizmin işə qoşulmasını təmin edir.



Şəkil 4.3.8. UPT-32 qurğusunun hidravlik intiqalının sxemi

Bununla qurğunun sadə və təhlükəsiz idarə edilməsi təmin olunur. Mexanizmlərin idarə olunması üçün üçzolitnikli (üçseksiyalı) 6/4 tipli (6 xəfli, 4 vəziyyətli) hidravlik paylayıcıdan *II* istifadə olunur. Zolitniklərin neytral *b* (şəkil 4.3.8) vəziyyətdə nasos işləyərkən işçi maye süzgəcdən 9 keçərək, yenidən yağ çəninə qayıdır. İstənilən zolitnikin işə qoşulmasında yağ uyğun mexanizmə istiqamətlənməlidir və onu hərəkətə gətirir. Tənzimlənən qoruyucu klapan 2 11,0...13,0 MPa təzyiq üçün tənzimlənir.

I, *II*, *III* zolitniklər dəstəklərin köməyi ilə əllə qoşulur. Burğunu nəql olunmuş vəziyyətindən qaldırmaq üçün zolitniki *I* "Qaldırma" *c* vəziyyətinə gətirilir.

Bu halda yağ basqı xətdən zolitnikdən keçməklə hidravlik əyləc (axın tənzimləyicisinə) 3 daxil olur. Oradan, əks klapanlı drosseldən 2 keçib, burğunun qaldırıcı hidravlik domkratların *I* yuxarı boşluqlarına daxil olur. Hidravlik domkratların yuxarı boşluğunun təzyiq xətti qeyri düztəsirli qoruyucu klapanlar bloku *12* vasitəsilə axıdıcı xəttinə birləşdirilib. Hidravlik əyləc 3 və drossel 2 hidravlik domkratın yuxarı boşluğuna işçi mayeni özlərindən sərbəst buraxırlar.

Hidravlik domkratlar *I* hərəkət edərkən burğunu qaldırırlar. Qaldırmanın başlanğıcında eyni zamanda silindrin birinci pilləsi və ştokla porşen qabağa çəkilir. Aşağı boşluqdan gələn yağ sıxılmaz. Birinci pillənin silindri dayağa çatandan sonra, ştok porşenlə qabağa çəkilir, bununla domkratın aşağı boşluğundakı yağı sıxır, hansı ki, axıtma xətdə digər qoruyucu drosseldən 2, digər hidravlik əyləc 3 və zolitnikdən *I* keçərək, yağ çəninə daxil olur.

Qalxma prosesində hidravlik domkratların boşluğunda təzyiq azalır. Sıxışdırılan yağ hidravlik domkratların aşağı boşluğunu tərk edərək hidravlik əyləcə keçir 3. Yağ, hidravlik əyləcin (axın tənzimləyicinin) drossel dəliyindən keçərək, hidravlik domkratların aşağı boşluğunda, əks təzyiq yaradır. Təzyiqlərin fərqlərinin

bərabər olması qoruyucu klapanın 12 sazlanmasına və burğunu qaldırmaq üçün lazım olan təzyiqi yaradılır. Hidravlik əyləcin zolotnikinə olunan təzyiqin artmasında yay sıxılır, daxili təzyiq artır, açıq drossel dəşiklərinin sayı azalır. Hidravlik əyləcdən keçən maye azalır, burğunun qaldırılma sürəti aşağı düşür. Artıq yağ qoruyucu klapandan 12 keçərək yağ cəsinə daxil olur.

Beləliklə, burğun qaldırmanın əvvəlində daha böyük sürətlə, qaldırmanın sonunda isə buraxıla bilən minimal sürətdə olur. Bu isə burğunun təhlükəsiz arxa dayağa qoyulmasını təmin edir.

Burğunu işçi vəziyyətdən nəql vəziyyətinə gətirmək üçün 1 zolotnikini "Endirmə" *a* vəziyyətinə keçirilməlidir. Bu vaxt yağ təzyiq xəttindən hidravlik domkratın aşağısına ötürülür. Burğunu aşağı endirəndə burğunun dayaq oynağın ətrafında tez dönməni təmin etmək üçün, buraxılmanın əvvəlində və onu öndəki dayağın üzərinə qoymaq üçün hidravlik əyləcin 3 və qoruyucu klapanın 2 işləmələri ilə təmin edilir.

Buruq tam şaquli vəziyyətdən keçdikdən sonra zolotnikin idarəetmə dəstəyinə ən aşağı *d* vəziyyətinə keçirilir. Zolotnikin hidravlik domkratların hər iki başlığı axıtma xətti ilə birbaşa birləşdirilir və burğunun aşağı salınması burğunun kütləsinin təsiri altında hidravlik domkratlardan yağın sıxışdırılmasının təsirindən baş verir.

Burğunun daxili seksiyasının yuxarı qaldırma və endirilmə hərəkətinin idarə edilməsi II-ci zolotniklə aparılır. Onun əl dəstəyi ilə qoşulması zamanı mayenin axın istiqaməti dəyişər (hidravlik motora gedən xətlərdə). Hidravlik motorun çıxış valının fırlanmasının istiqamətinin dəyişməsi, mayenin istiqamətinin dəyişməsi ilə dəyişir.

Analoji olaraq, III-cü zolotniki qoşmaqla nasos-kompressor borularının hidravlik açar ilə açılıb-bağlanması və onun hidravlik motorunun revers fırlanması təmin olunur.

Burğunun arxa dayaqlarının 6 qaldırılmasının idarə olunması

I zolotniki ilə burğunun qaldırılması və endirilməsi zamanı aparılır. Bunun üçün zolotnikin təzyiq xətti arxa dayaq ayaqlarının qaldırıcı hidravlik silindrlərinin şoklu boşluqlarına birləşdirilmişdir. Beləliklə, zolotnikin dəstəyi işə qoşulduqda yağ hidravlik qaldırıcının 6 boşluğuna daxil olur və arxa dayaqlar qaldırılır. Arxa dayaqları buraxmaq üçün, burğunun aşağı seksiyalarını qaldırmaq öncə *I* zolotnikin idarəetmə dəstəyini sonuncu aşağı *d* vəziyyətə qoymalı. Bu halda yağ hidravlik qaldırıcıların boşluqlarından arxa dayaqların öz çəkirlərinin təsiri ilə sıxışdırıb cənlərə ötürülür və burğunun arxa dayaqları aşağı enir.

4.3.5. Neft-qaz mədən hidravlik intiqallı ştanq açarları

Neft-qaz mədən hidravlik intiqallı ştanq açarları quyuların yeraltı təmirində ştanq kolonunun yiv birləşmələrini bağlamaq və açmaq üçün tətbiq olunur.

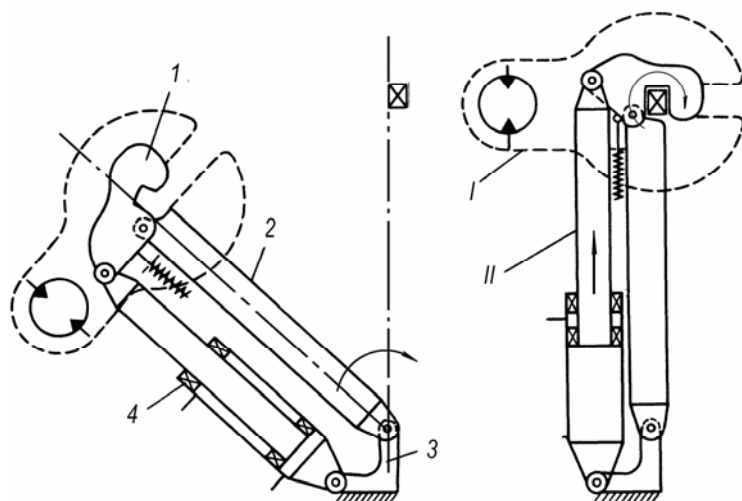
İşlərin texnologiyasından asılı olaraq müxtəlif növ açarlar tətbiq olunur: əl, elektrik və hidravlik intiqallı açarlar. Ştanqların diametr və materialından asılı olaraq burucu moment $(10...15)10^3$ Nm qədər ola bilər. Ştanq açarlarında hidravlik intiqalın tətbiqi elektrik intiqala xas olan bir sıra nöqsanlardan (momentin tənzim olunmasının çətinliyi, gücün elektrik şəbəkənin gərginliyindən asılılığı) uzaqlaşmağa imkan vardır və aşağıdakı üstünlüklərə malikdir:

- burucu momentin bağlanan ştanqların fırlanma tezliyinin səlis tənzim edilməsi mümkünlüyü;
- elektrik şəbəkənin gərginliyindən asılı olmayaraq burucu momentin sabitliyi;
- yanğına və partlayışa görə təhlükəsizlik;
- yeraltı təmir aqreqatının hidravlik sistemindən istifadə edilməsinin mümkünlüyü.

Hidravlik ştanq açarı əsas üç düyündən ibarətdir (şəkil 4.3.9): *I* – fırladıcı düyün, *II* – fırladıcının veriş düyün və *III* – idarəetmə

düyünü.

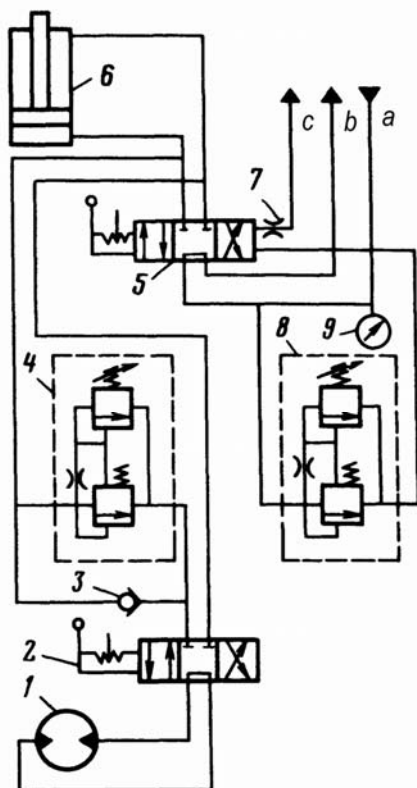
Hidravlik ştanq açarının hidravlik intiqalının prinsipial sxemi şəkil 4.3.10-da verilir. İdarəetmə düyünə hidravlik paylayıcıları 2 və 5, qeyri düztəsirli basqı klapanı 8 və axıtma klapanı 4 daxildirlər. Hidravlik intiqal yeraltı təmir aqreqatının hidravlik sisteminə üç elastik boru kəmərləri ilə (xortumlarla) birləşir: *a* şlanqı ilə qidalandırıcı nasosdan yağ verilir, *b* üzrə əsas işçi mayenin axıdılması yerinə yetirilir, *c* üzrə cənə sızmalar axıdılır. Qurğudakı təzyiqə manometr 9 ilə nəzarət olunur.



Şəkil 4.3.9. Hidravlik ştanq açarın işinin fazaları

I – fırladıcı; *2* – tir; *3* – oynaqly dayaq; *4* – hidravlik güc silindri

Hidravlik paylayıcının 5 zolotniki neytral vəziyyətdən sağa doğru yerini dəyişdikdə işçi maye silindrin 6 porşenin altına daxil olur, irəli hərəkət edən ştok isə fırladıcı bəndi ştanq kolonuna doğru hərəkət etdirir. Bu halda hidravlik motor *I* işləmir, belə ki, klapan *4* bağlıdır, çünki fırladıcı bəndin hərəkət etdirilməsi üçün lazım olan təzyiqdən klapan daha böyük təzyiqə nizamlanır.



Şəkil 4.3.10. Hidravlik ştanq açarın intiqalının hidravlik sxemi

1 – hidravlik motor; 2 – iki vəziyyətli hidravlik paylayıcı; 3 – əks klapan; 4 – axıtma klapanı; 5 – üçvəziyyətli hidravlik paylayıcı; 6 – hidravlik güc silindri; 7 – axıdıcı drossel; 8 – basqı klapanı; 9 – manometr

Fırladıcı bənd ştanqda bərkidildikdən sonra (ştok dayanır) hidravlik sistemdə təzyiq artır, klapan 4 açılır və işçi maye hidravlik mühərrikə daxil olur və növbəti yiv birləşməsinin bağlanması prosesi baş verir. Bağlanma prosesi qurtardıqda

4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri

hidravlik mühərrik dayanır və hidravlik sistemdə yenidən təzyiq artır. Basqı klapanın 8 tənzimlənməsi fırladıcını tələb olunan sıxıcı momentlə təmin etməsi ilə aparılır. Hidravlik sistemdəki təzyiq həmin təzyiqə çatdıqda basqı klapanı 8 açılır və mayeni paylayıcının 5 sağ yan boşluğuna verilir, oradan isə drenaj xətti vasitəsilə *c* qurğudan çənə axıdılır. Nəticədə, yaranan təzyiqə görə paylayıcının 5 zolotniki sol vəziyyətə keçərək işçi maye axını silindrin 6 ştok boşluğuna və hidravlik motora 1 daxil olur. (Axıtma klapanla 4 paralel köməkçi aparat kimi əks klapan 3 yerləşdirilib.) Fırladıcı yüksüz əks istiqamətdə hərəkət etməyə başlayar və ilkin vəziyyətini tutar.

Açma işlərini yerinə yetirmək üçün hidravlik paylayıcının 2 dəstəyini sol vəziyyətə keçirilir.

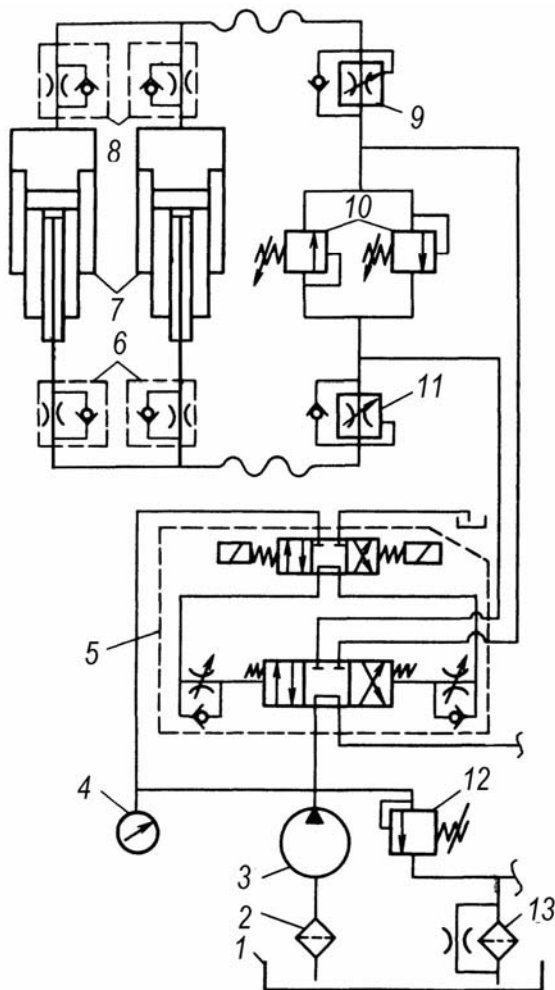
Quyuda işə başlanmazdan əvvəl axıdıcı klapanı 4 silindrin işləməsi üçün təzyiqdən 0,5...1,0 MPa artıq, basqı təzyiq klapanı 8 isə fırladıcıda maksimum momenti yaratmaq üçün tələb oluna təzyiqə nizamlanırlar. Drosselin 7 müqaviməti hidravlik paylayıcının zolotnikinin yerdəyişməsi üçün lazımı qüvvənin yaradılmasını təmin etməsinə görə tənzimlənir. Beləliklə, həcmi hidravlik intiqalın köməyi ilə ştanq açarının işini avtomatlaşdırmaq olar.

4.3.6. Quyuların yeraltı təmiri aqreqatlarının ikiseksiyalı burğusunun qaldırılması üçün hidravlik intiqalı

Quyuların yeraltı təmiri aqreqatları kifayət qədər hidravlik intiqallı qurğularla təchiz olunmuşdur (məsələn, AzİNMAŞ-43A, AKRO-80/400, UPT32, A50U və b.) və daha çox sayda əməliyyatlar hidravlik intiqalın köməyi ilə yerinə yetirilir. Bu tipli aqreqatlarının hidravlik intiqalının inkişafı yollarından biri – bir neçə hidravlik mühərrikləri hərəkətə gətirən bir qidalandırıcı nasosun istifadəsindədir.

Qeyd olunan aqreqatın məsul əməliyyatlarından biri

buruğunun nəqliyyat vəziyyətindən işçi vəziyyətinə qaldırmaq və əksinə – aşağı salmaqdır. Şəkil 4.3.11-də ikitərəfli təsiri ilə iki teleskopik silindrin 7 köməyi ilə buruğun qaldırılması və aşağı salınması hidravlik intiqalının sxemi verilmişdir.



Şəkil 4.3.11. Quyların yeraltı təmir aqreqatının iki seksiyalı buruğunun qaldırması hidravlik intiqalının sxemi

Maye hidravliki cəndən 1 qəbul süzgəci 2 ilə nasos 3 vasitəsilə elektrohidravliki idarə olunan iki pilləli 4/3 tipli paylayıcıya 5, silindrlərə (domkratlara) isə elastik şlanqlarla ötürülür. Birləşmələrin hermetikliyinin pozulması halında buruğun yığılmasının qarşısını almaq üçün hər bir silindrdə əks klapanlı drossellər 6 və 8 yerləşdirilmişdir, hansılar vasitəsilə silindrlərin boşluqlarından çıxan maye axınlarına yüksək müqavimət göstərib, əks istiqamətdə isə axınlara sərbəst daxil olmağını təmin edirlər.

Buruğun kənar vəziyyətlərə yaxınlaşarkən sürətinin səlis azalmasını təmin etmək üçün sxemdə 9 və 11 təzyiqlər fərqi hidravlik klapınlar nəzərdə tutulmuşdur ki, onlar tənzim olunan drossel və əks klapınlardan ibarətdir. Silindrin boşluğunun daxilindəki sıxışdırılan mayenin təzyiqi artdıqca bu klapınların drossellərin eninə keçid kəsiyinin sahəsinin azalmasını təmin edirlər, əks istiqamətdə isə axın minimal müqavimətdə keçir.

Hidravlik sistemi yüksək təzyiqlərdən qorumaq üçün biri buruğun qaldırılması təzyiqinə, digəri isə aşağı salınması təzyiqinə tənzimlənən iki qoruyucu klapın 10 nəzərdə tutulmuşdur. Güc nasosu 3 digər icraedici mexanizmləri də qidalandırmaq üçün istifadə olunduqdan qoruyucu klapın 12 bütün sistem üçün maksimal təzyiqə tənzimlənir. Axıdılmadan əvvəl işçi maye incə tənzimləmə süzgəcindən keçir, onun bir hissəsi isə paralel qoyulmuş drosseldən keçir.

4.3.7. Hidravlik intiqallı hidroporşenli nasos quyu qurğusu

4.3.7.1. Hidroporşenli nasos quyu qurğusu

Hidroporşenli quyu nasosu qurğusu az və orta məhsuldarlıqlı neft quyularını istismar etmək üçün nəzərdə tutulmuşdur. Həsıl olunan neftdə qazın və suyun miqdarı yüksək (99% qədər) olduqda belə bu nasoslar müvəffəqiyyətlə tətbiq olunur. Kanat və ştanq

4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri

intiqallarının olmaması bu tipli hidravlik intiqallı quyu nasoslarının daxili diametrli 117,7...155,3 mm olan 2...8 birgə yerləşən maili quyuların istismarında geniş istifadə olunmasına imkan verir. Bu tip müasir qurğuların məhsuldarlığı 400...600 m³/sut qədərdir. Hasil olunan neftin temperaturu 120°C qədər ola bilər. Hidroporşenli quyu nasosu qurğusu ilə istismar olunan quyuların dərinliyi 4000 m və daha çox ola bilər.

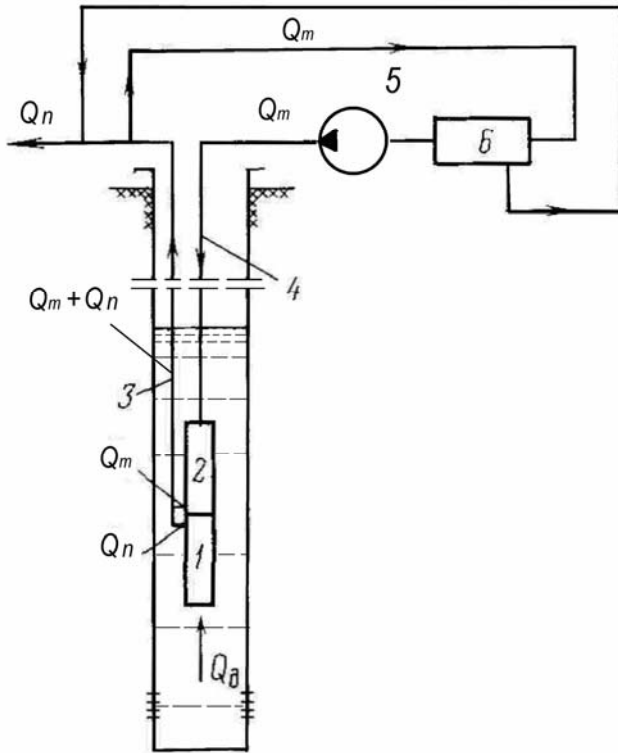
Hidroporşenli nasos qurğusu iki qrup avadanlıqdan – yerüstü və quyu daxili avadanlıqlardan ibarətdir.

Qurğunun prinsipial sxemi şəkil 4.3.12-də göstərilmişdir.

Yerüstü avadanlıq qrupuna daxildir: işçi mayenin saxlanması və mayenin durulaşdırılması üçün çən 6; elektrik mühərriki ilə birlikdə güc nasosu 5; qoruyucu klapan; hidravlik intiqalın sisteminin manometrik mühafizəsi; tənzimləyici qurğu (drossel); dalma aqreqatını tutmaq üçün tutucu; dörd xətlə iki vəziyyətli kran (paylayıcı).

Quyu avadanlığının tərkibinə quyu kolonunun dibində yerləşən hidroporşenli nasos aqreqatı (1 və 2), işçi mayeni aqreqata çatdıran boru 4, hasil olunan mayeni və istifadə edilmiş işçi mayenin xaric edilməsi üçün 3 boru kəmərləri, maye axınlarının istiqamətini dəyişən iki vəziyyətli paylayıcı və bir neçə köməkçi avadanlıq daxildir.

Güc nasos aqreqatı 5 nasos və onun intiqalından ibarətdir. Bu tipli nasos aqreqatlarında adətən elektrik mühərrikli üç plunjerli üfüqi nasoslar olur. ABŞ-da şaquli plunjerli nasoslardan da istifadə olunur. Nasosların ikiqat gedişlərinin dəqiqədəki dövrlər sayı 400 qədər olmasına görə onlar yığcamdırlar. Bu nasosların verimi 1,0...10 dm³/san, vurma təzyiqi – 16...30 MPa qədər olmalıdır. İşçi maye kimi sudan və mexaniki hissəciklərdən (qumdan) təmizlənmiş hasil olunan neftdən və ya aşkarlar əlavə olunmuş təmiz sudan istifadə olunur.



Şəkil 4.3.12 Hidroporşenli nasos qurğusunun ümumi sxemi.

1 – dalma hidroporşenli aqreqatın nasos hissəsi; 2 – dalma hidravlik silindrlı mühərrik, 3 – mayeni qaldırmaq üçün nasos boru kəməri, 4 – təzyiq (vurucu) borusu, 5 – elektrik mühərriki ilə birlikdə güc nasosu, 6 – işçi mayenin saxlanması və mayenin durulaşdırılması üçün çən

Hidroporşenli nasos qurğusunda hidravlik intiqalın tətbiqi güc nasosunun nisbətən kiçik vurma təzyiqi ilə hidroporşenli nasosun çıxışında daha yüksək vurma təzyiqi və ya güc nasosunun işçi mayenin kiçik verimində hidroporşenli nasosun yüksək vurma sərfini yaratmağa imkan verir. Bu xüsusiyyət hidroporşenli nasos

aqreqatının nasosunun və mühərrikin silindrlərinin işçi sahələrinin nisbətindən (n) asılıdır. $n > 1$ olduqda hidroporşenli nasosun verimi onu işə gətirən mayenin sərfindən artıq olur, $n < 1$ olduqda isə hidroporşenli nasosun vurma təzyiqi nasosa daxil olan işçi mayenin təzyiqindən artıq olur.

İşçi mayeni hidroporşenli nasosa ötürmək üçün əsasən nasos-kompressor boru kəməridən istifadə edilir. Hidroporşenli nasos aqreqatı bu boru kəmərinin aşağı ucunda yerləşdirilir. İşlənmiş işçi maye və eyni zamanda nasosla quyudan vurulan lay mayesi birinci və ikinci sıra nasos-kompressor boru kəmərlərinin arasındakı həlqəvi fəza ilə qaldırılır. Beləliklə hidroporşenli nasos qurğusunun işini təmin etmək üçün iki kanal, yəni iki sıralı boru kəməri istifadə edilməlidir.

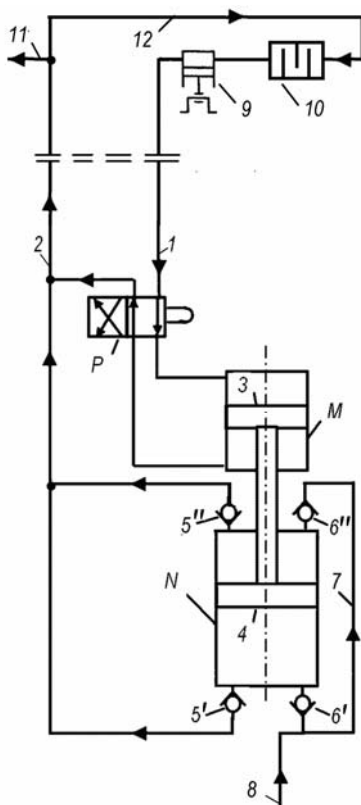
Güc nasosu təzyiq altında işçi mayeni Q_m miqdarında hidravlik aqreqatın hidravlik mühərrikinə verir. Hidravlik mühərrikin zolotniki ardıcıl olaraq mayeni mühərrikin silindrinə porşenin üst və alt boşluluqlarına ötürməklə porşeni irəli-geri hərəkətə gətirir. Zolotnik hidravlik mühərrikin ştoku və ya xüsusi sistem ilə idarə olunur.

Hidravlik aqreqatın mühərrikində istifadə olunmuş maye Q_m qaldırıcı boruya ötürülür. Laydan qəbul olunmuş Q_n miqdarda maye hidravlik aqreqatın nasosu ilə həmin boruya vurulur. Qaldırıcı boru vasitəsilə yer üstünə $Q_n + Q_m$ miqdarda maye qarışığı qaldırılır. Bunun bir hissəsi Q_m miqdarda emal olunandan sonra yenidən hidravlik aqreqata nasosla işçi maye kimi qaytarılır, qalan hissəsi isə Q_n neft-mədən yığma məntəqəsinə ötürülür.

İstehsalatda bir sıralı və üç kanallı boru kəməri ilə işləyən qurğular da mövcuddur. Bir sıralı boru kəməri olan halda mayenin yer səthinə qaldırılması nasos-kompressor boru kəməri ilə qoruyucu boru kəməri arasındakı həlqəvi fəza ilə icra olunur. Belə sxemlə işlədikdə nasosun asqısına müvafiq olaraq həmin dərinlikdə quyuda paker oturdulur.

4.3.7.2. Düzətəsirli hidroporşenli nasoslu quyu qurğusunun hidravlik intiqalının iş prinsipi

Hidroporşenli nasos aqreqatı əsas iki hissədən – hidravlik porşenli mühərrikdən (hidravlik silindrdən) M və mühərriklə ümumi ştokla birləşdirilmiş ikitəsirli porşenli nasosdan N ibarətdir (şəkil 4.3.13).



Şəkil 4.3.13 Hidroporşenli nasos qurğusunun hidravlik intiqalının prinsipial sxemi

Nasosun ən vacib elementi, onun işləməsini idarə edən dörd xətlə iki vəziyyətli yastı klapanlı krandır və ya dörd xətlə iki

vəziyyətli zolotnikli paylayıcıdır (P). Kranın daxili hissəsi 90° dönərək iki vəziyyəti tutmaq imkanına malikdir. Onun bu vəziyyətləri alması avtomatik olaraq mühərrikin M ştoku ilə icra olunur.

İşçi maye yer səthindən güc nasosu 9 vasitəsi ilə nasos-kompressor boru kəmərinə 1 vurulur. Paylayıcı kranın P şəkildə göstərilmiş vəziyyətində vurulan maye mühərrik silindrinin M yuxarı hissəsinə daxil olur. Eyni zamanda mühərrik silindrinin aşağı (ştok) hissəsi vurucu boru kəməri 2 kranın P vasitəsi ilə əlaqələndirilir. İşçi mayenin yaratdığı təzyiqin hesabına mühərrikin porşeni 3 aşağıya doğru hərəkət edir. Onun altında olan maye kranın köməyi ilə vurucu boru kəmərinə sıxışdırılır. Porşenin aşağı hərəkətinin sonunda kranın zolotniki mühərrikin ştokunun təsiri ilə 90° dönür və onun kanalları yeni vəziyyəti alır. Bu yeni vəziyyət mayenin nasos-kompressor boru kəməmindən 1 mühərrik silindrinin porşeninin aşağı hissəsinə daxil olmağa və eyni zamanda silindrin yuxarı hissəsində işlənmiş mayenin vurucu boru kəmərinə 2 qaytarılmasına şərait yaradır.

İşçi mayenin silindrin aşağı hissəsində yaratdığı təzyiqin hesabına porşen 3 yuxarı istiqamətdə hərəkət etməyə başlayır. Porşenin yuxarı hərəkətinin sonunda ştokla əlaqələnmiş kran P əks istiqamətdə 90° dönərək yenidən əvvəlki vəziyyətini alır. Bununla da yenidən işçi mayenin silindrin yuxarı hissəsinə daxil olmasına və porşenin aşağı hərəkət etdirilməsinə imkan yaradılır. Mühərrikin porşeninin yerdəyişmə sürəti və gedişlər sayı vurulan işçi mayenin sərfindən asılıdır. Şəkildən görüldüyü kimi mühərrikin porşeni 3 nasosun N porşeni 4 ilə ştokla əlaqələndirilmişdir. Bu səbəbdən də nasosun porşeni irəliləmə hərəkəti edir. Nasosun silindri hər iki tərəfdən (porşenin yuxarı və aşağı hissədə) bir ədəd vurucu $5''$, $6'$ və bir ədəd sorucu $6''$, $5'$ klapanlarla təchiz olunmuşdur. Porşenlərinin 3, 4 aşağı hərəkəti vaxtı nasosun quyuda dinamiki səviyyə altına batırılma dərinliyinə

uyğun gələn maye sütununun yaratdığı təzyiq hesabına sorulan maye, dolama kanalı 7 və sorucu klapandan 6" keçərək, nasos silindrinin yuxarı hissəsinə daxil olur. Porşenin 4 alt hissəsində olan lay mayesi bu vaxt, aşağı vurucu klapandan 5' keçərək, çıxış xəttinə 2 vurulur. Porşenin 4 yuxarı hərəkəti zamanı quyudan maye aşağı silindrə olan sorucu klapandan 6' silindrə sorulur. Porşenin 4 üst hissəsindəki maye isə yuxarı vurucu klapandan 5" keçməklə çıxış xəttinə 2 sıxışdırılır və beləliklə proses davam edir.

Nasosun iki təsirli olması onun məhsuldarlığını adi, bir təsirli plunjerli nasoslara nisbətən təxminən 2 dəfə artırmağa imkan verir.

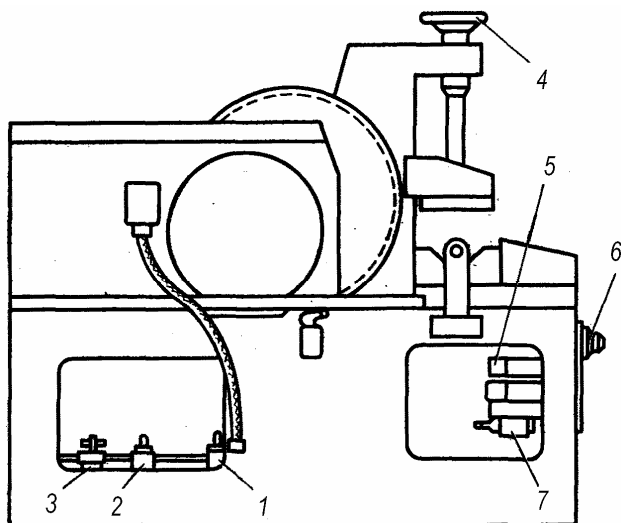
Qeyd etmək olar ki, bir təsirli diferensial tipli porşenli nasoslar da mövcuddur. Bu nasoslarda sorma prosesi yalnız porşenin yuxarı gedişində baş verir. Bir təsirli nasosların işi quyu ağzında təzyiqin kəskin dəyişməsi ilə müşahidə olunur. Amerikanın «Koub» firmasının istehsal etdiyi bir təsirli nasos «Hidrolift» adlanır. Onun nominal ölçüsü 50 mm-dən 137 mm-ə qədərdir. Gedislər sayı 1,53 m və mətbuatda qeyd edildiyi kimi məhsuldarlığı 24...2400 m³/gün hədlərindədir.

4.3.8. Frez-doğrama dəzgahı

4.3.8.1. Frez-doğrama dəzgahının konstruksiyası

Frez-doğrama dəzgahları (dairəvi mişarlar) millərin və müxtəlif fasonlu prokatı frezləmə və doğramaq üçün təyin olunublar (şəkil 4.3.14). Doğrama əməliyyatı əsasən diametri 350...1400 mm və eni 4...12 mm mişarlarla yerinə yetirilir.

Konstruksiyaya görə bu tipli dəzgahlar nisbətən sadədirlər. Mişarın fırlanması elektrik mühərriki və reduktor vasitəsilə yerinə yetirilir. Mişarın irəli-geri hərəkəti və detalın bağlanması hidravlik üsul ilə aparılır. Hidravlik intiqalın olması əməliyyatların avtomatik və yarımavtomatik şəkildə aparılmasını sadələşir və dəzgahın nizamlanması yüngülləşdirir.



Şəkil 4.3.14. Frez-kəsicı dəzgahın konstruksiyasında hidravlik aparatlarının yerləşdirilməsi sxemi

- 1 – reduksiya klapanı; 2 – təzyiq klapanı; 3 – süzgəc;
4 – idarəetmə çarxı; 5 – hidravlik paylatıcı;
6 – drossel; 7 – təzyiq klapanı;

4.3.8.2. Frez-doğrama dəzgahının hidravlik intiqalının sxemi

Frez-doğrama dəzgahının hidravlik intiqalının hidravlik sxemi şəkil 4.3.15 göstərilib. Dəzgahın hidravlik intiqalının əsas funksiyaları:

- mişarın işçi və əks gedişini təmin etmək;
- emal olunan detalın bərkidilməsi və açılması prosesini yerinə yetirmək;
- ayrı-ayrı əməliyyatlarının proseslərini lazımi səviyyədə tezləşdirməsini təmin etməkdir.

Dəzgahın işə buraxılması zamanı hidravlik nasosun 17

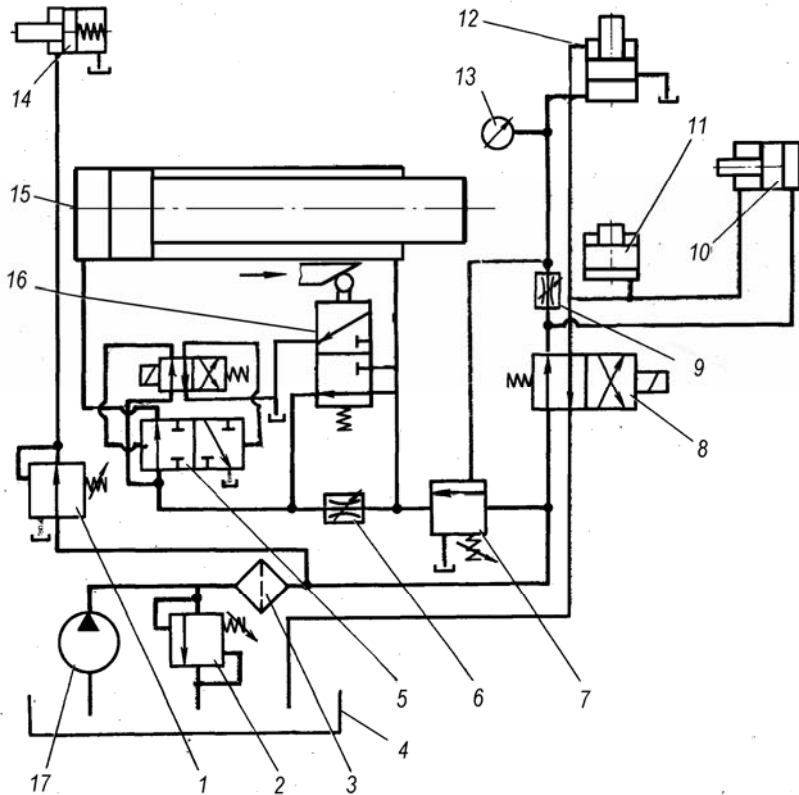
4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri

elektrik mühərriki və paylayıcının elektromaqniti 8 işə qoşulur. Paylayıcının zolotniki 8 sola yerini dəyişir və bu zaman yağ nasosdan 17 aşağıdakı avadanlıqlara daxil olur:

a) detalın şaquli sıxıcı silindrinin 12 ştok tərəfdəki boşluğuna;

b) detalın üfüqi sıxıcı silindrinin 10 sol boşluğuna daxil olaraq açma rejimi yerinə yetirir;

c) silindrin 11 porşenin boşluğuna daxil olaraq detalın qaldırılması əməliyyatı yerinə yetirilir.



Şəkil 4.3.15. Frez-dəyirəmə dəzgahın hidravlik intiqalının sadələşdirilmiş sxemi

Silindrin 12 xəttindəki drossel 9 porşenin yavaş hərəkətini təmin edir, ona görə şaquli boşalma və sıxılma yavaş tempə yerinə yetirilir. Yağın verilməsi əmri zamanı dövrün yerinə yetirilməsi üçün paylayıcının elektromaqniti mişarın elektrik mühərrikini işə qoşur. Əvvəlcə detalın sıxılması baş verir və sonra sürətin verilməsi.

Nasosdan verilən yağ axınının paylaşdırılması növbəti tərzdə baş verir: yağ silindrin 10 sağ boşluğuna daxil olur və sağ üfüqi sıxıcı silindrin sol boşluğundan yağın çənə boşaldılması baş verir. Yağ, drosseldən keçərək, şaquli sıxıcı silindrin 12 porşen tərəfdəki boşluğuna daxil olur. Detalın şaquli sıxılması əməliyyatı yerinə yetirilir. Belə ki, porşen tərəfdəki boşluğundan yağ boşalma xətlə birləşir. Onda porşen aşağı hərəkət edir. Detal sıxılanda hidravlik sistemdə təzyiq artmağa başlayır. Zolotnikin basqısı nizamlama qiymətinə çatanda, o axıdıcı klapanı 7 açır.

Dövrün icrası üçün komanda verilən zaman elektromaqnit paylayıcı 5 qoşulur və yağ boru kəməri ilə paylayıcıdan keçərək silindrin 15 ştoksuz boşluğuna daxil olur. Eyni vaxtda da yağ silindrin 15 ştoklu boşluğuna da daxil olur .

Ştokun porşenin və porşenin silindrin boşluqlarının işçi səthlər fərqli olduğundan porşenin hərəkəti sağ tərəfə baş verir. O mişarın detal istiqamətdə yerini dəyişir.

Əgər idarəetmə xətkəsi hərəkət zamanı yol paylayıcısının 16 zolotnikini sıxırsa, onu aşağı salır, yağ ancaq drosseldən 6 keçərək silindrin porşenin boşluğuna daxil olur və işçi diskin (mişarın) kənarlaşdırılması baş verir.

Drosselin xarakteristikası detalın kəsilmə sahəsindən asılı olaraq verilməsi avtomatik tənzimlənilir. Dayandırılmış mişarın dirsəkli yumruquğunun işçi yerdəyişməsi başa çatır, nəticədə yol söndürücü açarın qolunu sıxır və dövrə qapanır. Yağ porşenin boşluqlarından çənə boşalmağa başlayır, amma yağ nasosdan ştokun boşluqlarına daxil olmağa davam edir.

Ştokların boşluqlarına daxil olan yağın təzyiqi altında porşen ilə birlikdə mişarın dayağı hərəkət edərək sola yerini dəyişir və əks gedişə hərəkət edir.

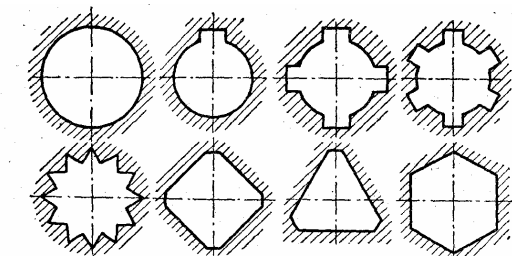
Əgər mişar arxa kənar vəziyyətə gəlirsə yumrucuqla son söndürücü açarı sıxır, elektromaqnit zolotniki 8 qoşulur və detalın açılması baş verir. Dəzgah başlanğıc vəziyyətə gətirilir. Hidravlik sistemdəki zolotnikli klapan 7 bloklaşdırıcı adlanır və aşağıdakı funksiyanı yerinə yetirir:

- a) detalın ardıcıl olaraq sıxılmasını təmin edir;
- b) detalın sıxılmadığı zaman mişarın verilməsini məhdudlaşdırır.

4.3.9. Dartıcı dəzgahların hidravlik intiqalları

4.3.9.1. Dartıcı dəzgahlar haqqında qısa məlumat

Dartıcı dəzgahlar ən müxtəlif formalı (şəkil 4.3.16) daxili və xarici səthlərin emal üçün nəzərdə tutulmuşdur. Onlar, adətən, iri və kütləvi seriyalı istifadə olunurlar. İş xarakterinə görə onlar daxili və xarici kəsmə üçün, alətin yerinə görə isə üfüqi və şaquli dəzgahlara bölünürlər.

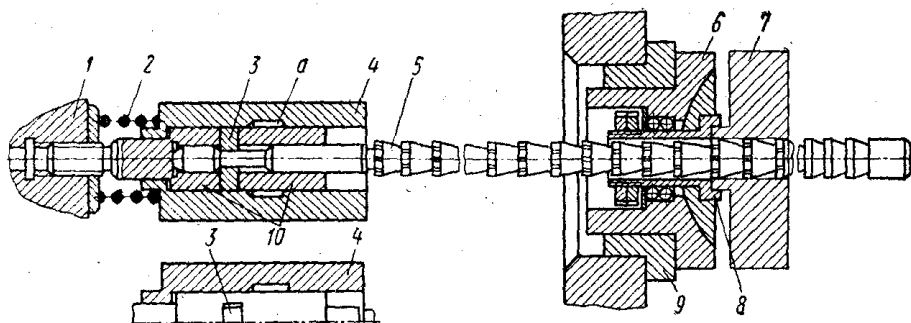


Şəkil 4.3.16. Dartma əməliyyatla alınan daxili səthlərin nümunələri

Kəsmə əməliyyatının aparılma sxemlərindən biri şəkil 4.3.17-

də göstərilmişdir. Dartıcı alətin 5 axır (quyruq) hissəsi emal edilən detalın 7 dəliyindən və dayaq lövhəsində 9 quraşdırılmış qurğunun 6 oymaq hissəsindən 8 keçirilir. Dartıcı alətin sol ucu gövdədən 4 və daxili diametri dartıcı alətə uyğun olan xüsusi oymaqdan 10 və iki sıxacdan 3 ibarət olan avtomatik patronda bərkidilir. Şəkildə göstərilmiş vəziyyətdə yay 2 hidravlik güc silindrinin ştoku ilə əlaqəli olan detalı 1 və gövdəni 4 sıxıb genişləndirərək sıxacları 3 hərəkət etdirir və nəticədə sıxaclar dartıcı alətin quyruq hissəsini tuturlar.

Dartıcı alət 5 sol tərəfə hərəkət etdikdə dəliyin emalı baş verir. Boş iş zamanı dartıcı alət ilkin vəziyyətə qayıdır. Gövdə 4 qurğuya 6 yaxınlaşaraq ona dirənib dayanır. Porşenin ştoku və muftası 1 hərəkətə davam edib yayı 2 sıxaraq oymağı 10 sağ tərəfə itələyir, sıxaclar 3 yonucu alətə *a* daxil olurlar və hərəkət dayanır. Bundan sonra dartıcı alətin quyruq hissəsini oymağın 10 dəliyindən asanlıqla çıxardıb növbəti detala salmaq və qurğunu yenidən quraşdıraraq detalın emalını başlamaq olar.



Şəkil 4.3.17. Kəsmə əməliyyatının sxemi.

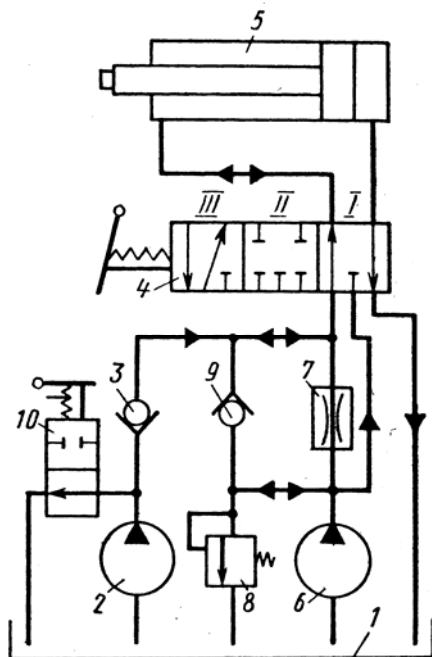
4.3.9.2. 7510M markalı dartıcı dəzgahın hidravlik intiqalının sadələşdirilmiş sxemi

Şəkil 4.3.18-də 7510M dartıcı dəzgahının hidravlik

4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri

intiqalının *sadələşdirilmiş* prinsipial sxemi verilmişdir ki, burada:

- işçi gedişin sürətinin tənzimlənmə üsulu – drosselli-pilləvaridir;
- sürətləndirilmiş yüksüz (boşuna) gedişi – diferensial sxem üzrə yerinə yetirilir;
- intiqalın idarə edilməsi – əl ilədir.



Şəkil 4.3.18. Dartıcı dəzgahının hidravlik intiqalının sxemi

Kiçik sürətli (0,1 m/san-yə qədər) işçi gedişdə 4 saylı 5/3 tipli paylayıcı I-ci vəziyyətdə, 2/2 kran tipli paylayıcısı 10 isə «açıqdır» vəziyyətində durur. Paylayıcının bu vəziyyətində işçi maye əsas güc nasos 6 vasitəsilə drosseldən 7, paylayıcıdan 4 keçərək, hidravlik güc silindrin 5 ştok boşluğuna daxil olur. Drosselin 7 təyin olunmuş xarakteristikasına görə yağın artığı axıdıcı klapandan 8 çənə 1 tökülür. Eləcə də nasosdan 2 yağ krandan 10

keçərək hidravlik çənə 1 qayıdır.

Böyük sürətli ($> 0,1$ m/san) işçi gedişdə kran 10 «bağlıdır» vəziyyətini tutur, onda 2 saylı əlavə nasosdan yağ əks klapandan 3 keçərək 6 saylı nasosun axınına əlavə olunur.

Boş-boşuna gedişində sürəti birdə artırmaq üçün 4 saylı paylayıcı III-cü vəziyyətə keçirilir, onda 6 nasosdan yağ paylayıcıdan 4 keçərək silindrin 5 porşeninin altına istiqamətlənir, silindrin ştok boşluğundan sıxışdırılıb xaric olunan isə yağ paylayıcıdan 4 və əks klapandan 9 keçərək əsas axını əlavə olunur.

II-ci vəziyyətində paylayıcı 4 basqı magistralını tam bağlayır və hər iki nasosdan yağ qoruyucu klapandan 8 keçərək çənə tökülür.

4.3.9.3. 7B55 modelli üfüqi dartıcı dəzgahının hidravlik intiqalının tam sxemi

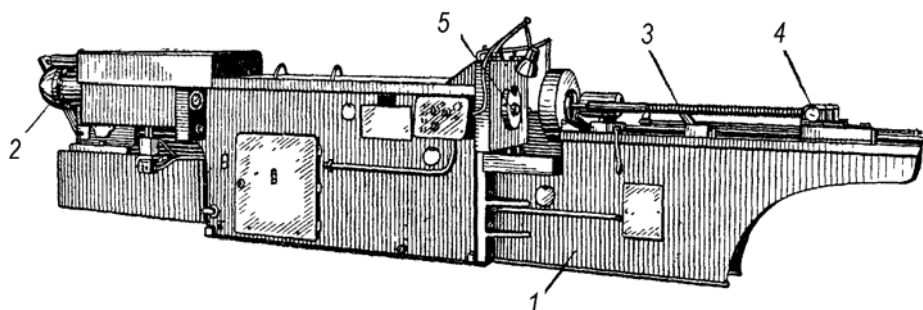
Rusiyada dəzgahqayırma sənayesində dartı alətinin hərəkət həddi 1...2 m olmaqla ən böyük dartı qüvvəsi 25...980 kN olan üfüqi dartıcı dəzgahlar istehsal olunur. Şəkil 4.3.19-də iki tərəfdən açıq dəliklərin kəsilməsi üçün nəzərdə tutulmuş üfüqi 7B55 modelli dartıcı dəzgahı göstərilmişdir. Xüsusi qurğulardan istifadə edərək dəzgahda həmçinin xarici səthləri emal etmək olar.

Nominal dartı gücü 100 kN; iş zamanı ən kiçik və ən böyük sürət 1,5...11,5 m/dəq, əks istiqamətdə (yüksüz) iş zamanı – 20...25 m/dəq, kəsmə zamanı yaxınlaşdırmanın və uzaqlaşdırmanın sürəti 15 m/dəq; porşenli nasosun elektrik mühərrikinin gücü 17 kVt təşkil edir. Dəzgah avtomatik yükləmə və boşaltma sistemi ilə təchiz olunduqda o, avtomatik dövrə ilə işləyə bilər.

Qutu formasında olan qaynaq özülünün 1 boş hissəsində bu növ dəzgahlar üçün əsas olan hidravlik intiqalın əsas aqreqləri quraşdırılmışdır. Solda hidravlik güc silindri 2 yerləşir. Porşenin ştoku, dəzgahın oxu boyunca istiqamətləndiricilərdə hərəkət

4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri

edərək, əlavə dayaq kimi xidmət edən iş kirşələri ilə əlaqəlidir. Ştokun ucuna dartıcı alətin 3 sol ucunun bərkidilməsi üçün patronla oymaq taxılmışdır; onun sağ ucu köməkçi patronda 4 sıxılıb saxlanılmışdır. Detalın quraşdırılması üçün qurğu və detalın özü özülün hərəkətsiz gövdəsinə 5 dirənirlər.



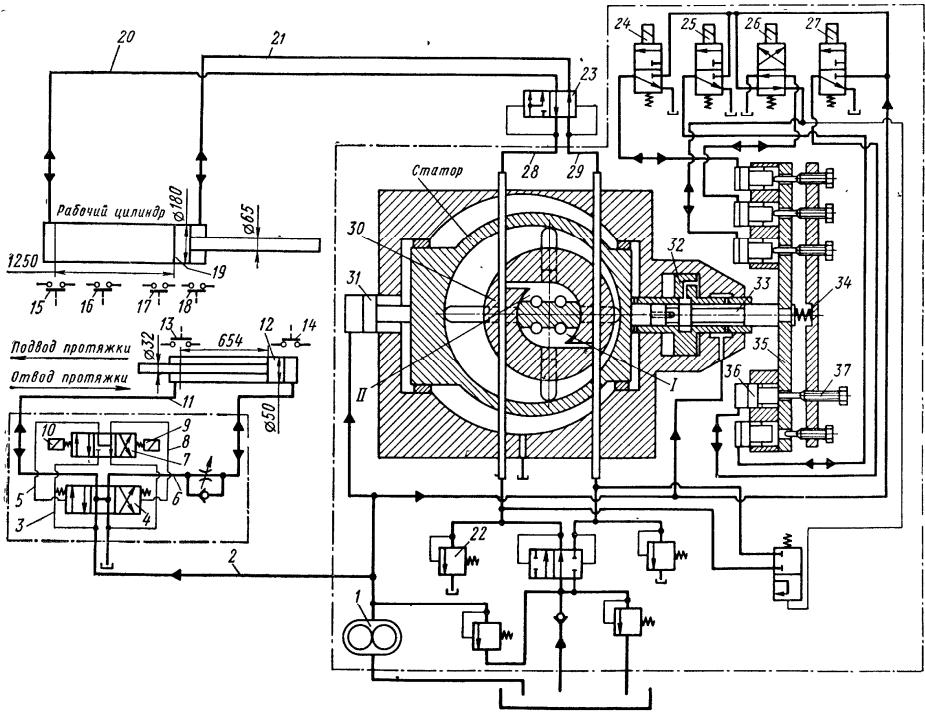
Şəkil 4.3.19. 7Б55 modelli üfüqi dartıcı dəzgahın ümumi görünüşü

Dəzgah tam və adi dövrə ilə işləyir. Düz gedişlə işləməklə tam dövrə zamanı dartıcı alətin yaxınlaşdırılması, yavaşdılmış iş, qurulmuş iş – kalibrləşdirici dişlərin və pəncələrin işi zamanı yavaşdılmış iş həyata keçirilir. Əks tərəfə iş zamanı yavaşdılmış iş və dartıcı alətin uzaqlaşdırılması həyata keçirilir. Adi dövrə tam dövrədən dartıcı alətin yaxınlaşdırılmasının və uzaqlaşdırılmasının tam yoxluğu ilə fərqlənir.

Dəzgahın hidravlik intiqalının tam sxemi şəkil 4.3.20-da göstərilmişdir. Şəkildə HИ4M tipli yüksək təzyiqlə işləyən aksial-porşenli nasos 30 şərti göstərilmişdir. 28-ci boru kəməri nasosun sorucu, 29-cu boru kəməri isə basqı boşluğu ilə əlaqəlidir. Nasos hidravlik güc silindrin 19 köməyilə iş kirşələrinin iş və əks hərəkətini həyata keçirtməklə dəzgahın işini təmin edir. Köməkçi suötürücü porşenli nasosun gövdəsinə quraşdırılmış dişli nasosdan 1 və dartıcı alətin yaxınlaşdırılması və uzaqlaşdırılması üçün

4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri

köməkçi hidravlik silindrdən 12 ibarətdir.



Şəkil 4.3.20. 7B55 markalı dəzgahın hidravlik intiqalının sxemi

Yağ nasosdan 1 dirəklik silindrə 31, mərkəzi zolotnikə 33 və daxilində solenoidləri 24-27 idarə edən dörd zolotnik-pilotun yerləşdiyi idarəetmə mexanizminə verilir. Mərkəzi zolotnik 33 onun ucunda bərkidilmiş diskə 35 birlikdə yayın 34 təsiri altında sol tərəfə boşalır. Diskdə nasosdan veriləni (statorun yer dəyişməsinə) tənzimləyən vintlərin 37 keçməsi üçün beş dəlik nəzərdə tutulub. Porşenin 36 təzyiqi altında o, ştoku ilə tənzimləyici vintə 37 dirənəcək və bununla silindrin porşeni 32 ilə birləşən, mərkəzi zolotniklə 33 olan diskin irəliyə doğru hərəkətini məhdudlaşdıracaq.

Su sisteminin tam dövrə üçün nəzərdə tutulmuş işinə baxaq.

İlkin mövqedə iş kirşələri sağ ən kənar, dartıcı alət isə uzaqlaşdırılmış vəziyyətdədirlər. İdarəetmə pultunda “İşə salma” düyməsini basmaqla nasoslar işə düşürlər. Bu zaman mövcud dörd elektromaqnitin hamısı 24-27 söndürülmüş vəziyyətdədirlər, porşenli nasos isə 30 rotorun və statorun ümumi mərkəzli olması səbəbindən yağı verə bilmir.

Dartıcı alətin yaxınlaşdırılması pultun üzərindəki düymənin basılması ilə yerinə yetirilir. Bu zaman elektromaqnit 9 qoşulur, köməkçi zolotnik 7 sola hərəkət edir və 3 və 8 boru kəmərlərini birləşdirir. Yağ dişli nasosdan 1 boru kəməri 2 ilə zolotnikin korpusundakı oyuqdan, 3 və 8 boru kəmərlərindən əsas zolotnikin 4 sağ dirəyinin altına daxil olur, onu dirənənədək sola hərəkət etdirir və 2 və 6 boru kəmərlərini birləşdirir. Yağ köməkçi silindrin oxsuz boşluğuna daxil olur və dartıcı aləti hərəkət etdirir. Dartıcı alətin yaxınlaşdırılmasının sonunda yol elektrik açarı 13 işə düşür, elektromaqnit 9-u dayandırır və elektromaqnit 27-ni işə salır. Bunun nəticəsində yağ 36-cı porşenin altına gedir və nasosun statorunu sola, 37-ci vintlə tənzimlənən vəziyyətə gətirir (sxemdə göstərildiyi kimi). Bununla eyni zamanda dartıcı alətin sol ucu öz quyruğu ilə işçi silindrin 19 porşeninin sağ ucunda quraşdırılan avtomatik patrona düşür.

Asta işçi hərəkət. Yuxarıda göstərilən hərəkət nəticəsində boşluq 1 basqı, boşluq 11 isə sorucu olur. Yağ boru kəməri 29-la diferensial zolotnikin sağ dirəyinin altına daxil olur və onu dirənənədək sola çəkir. Boru kəməri 29 boru kəməri 21-lə birləşir, yağ işçi silindrin ştok boşluğuna daxil olur və onu dirənənədək sola hərəkət etdirir. Ştoksuz boşluqdan çıxarılan yağ 20 və 28 boru kəmərləri ilə 30 nasosun sorucu boşluğuna daxil olur. Ştoklu və ştoksuz boşluqların həcm fərqindən irəli gələn yağ artıqları işçi silindrin boşluğunda yağ səthinin qalxmasını tənzimləyən zolotnik 22-dən axıdılır.

Sürətli işçi hərəkət yumruqcuqla yol açarına 17 basıldıqda

yerinə yetirilir. Bu zaman elektromaqnit 25 işə düşür, nasos 32-nin statorunun sonrakı hərəkəti baş verir, onun verilişi və işçi kərşələrinin hərəkət sürətləri artır. İşçi hərəkətin sonunda, dartıcı alətin birinci kalibrləyən dişləri məmulata daxil olan zaman yumruqucuq yol elektrik açarına 16-ya basır, o da elektromaqnit 25-i dayandırır. Nasosun verilişinin azalması nəticəsində yavaşayan işçi hərəkət başlayır, çünki nasosun blokunun ekstrensiteti azalır. İşçi hərəkətin sonunda yol elektrik açarı 15 işə düşür və elektromaqnit 27-ni dayandırır – dayanma baş verir.

Əks hərəkət elektromaqnit 26 işə salınarkən baş verir. Porşenli nasosun bortu sola hərəkət edir, tras 28 – basqı, tras 29 isə – sorucu olur. Yağ boru kəməri 28 ilə diferensial zolotnikin sol dirəyinin altına daxil olur və onu dirənənədək sağa hərəkət etdirir. Boru kəməri 28 boru kəmərləri 20 və 21-lə birləşir və işçi hidravlik silindrin 19 hər iki boşluğu bu yolla nasosun basqı xətti ilə birləşir. Təzyiq altında olan porşenin sahələrin fərqi görə porşen sağa hərəkət edir. İşçi kərşələrin sonrakı hərəkəti zamanı yumruqucuq yol elektrik açarını 17 basır, o da elektromaqnit 24-ü işə salır. Nasosun verilişinin azalması nəticəsində yavaşayan işçi hərəkət başlayır. əks hərəkətin sonunda yol elektrik açarı 18 işə düşür və elektromaqnit 26 və 24-ü dayandırır.

Dartıcı alətin uzaqlaşdırılması yavaşayan əks hərəkətin sonunda baş verir. Yumruqucuğun yol elektrik açarına 18 basılması ilə elektromaqnit 10 işə düşür. Bu maqnitin idarə etdiyi zolotnik sağ vəziyyətdə durur və 3 və 5 boru kəmərlərini birləşdirir. Nasosdan 1 yağ zolotnikin korpusundan olan oyuqdan keçən boru kəməri 2, digər boru kəmərləri 3 və 5 ilə zolotnikin sol dirəyi altına yığılır və boru kəmərlərini 2 və 11 birləşdirərək zolotniki sağ ən qıraq vəziyyətə gətirib çıxardır. Yağ həmin boru kəmərləri ilə köməkçi silindrin 12 ştok boşluğuna yığılır və dartıcı alətin yerini dəyişdirir. Dartıcı alətin uzaqlaşdıran mexanizminin sonunda elektromaqniti 10 söndürən yol elektrik açarı 14 işə düşür. Bu

zaman köməkçi sıxacın kirşələri dayanır. Emal üçün növbəti detal quraşdırıldıqdan sonra dövrə təkrarlanır.

Adi dövrə təsvir olunan dövrədən onunla fərqlənir ki, bu dövrə ilə iş zamanı dartıcı alətin yaxınlaşdırılması və uzaqlaşdırılması mexanizmləri iştirak etmirlər.

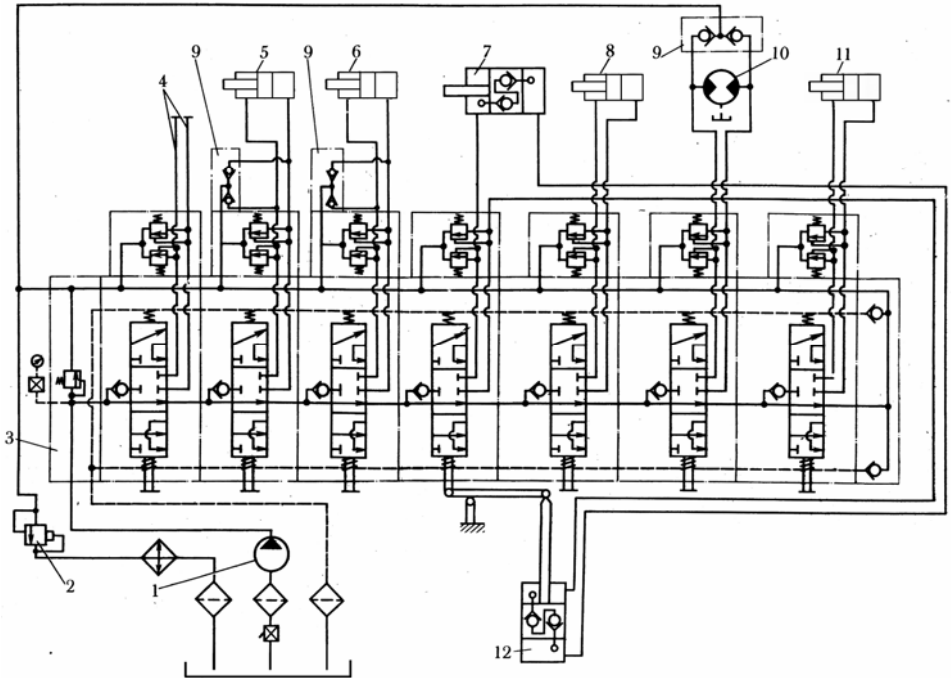
4.3.10. Ekskavatorun hidravlik intiqalının biraxınlı sistemi

Ekskavatorların hidravlik intiqalının biraxınlı sistemləri adətən hidravlik mühərriklərin paralel, ardıcıl və qarışıq qidalanması ilə hazırlanır. Ardıcıl qidalandırmada bütün maye axını və güc nasosundan birinci hidravlik mühərrikə, ondan axma isə ikinci hidravlik mühərrikə, ondan axma isə ikinci hidravlik mühərrikə daxil olur. Bu, hidravlik mühərriklərə düşən yükədən asılı olmayaraq, hərəkət sürətləri dəyişməz qalır, nasosun basqı xəttindəki təzyiq isə ardıcıl qidalandırılan hidravlik mühərriklərin sürət yükü ilə xarakterizə olunur. Şəkil 4.3.21-də platformanın döndərici mexanizminin və işçi avadanlığın bütün hidravlik mühərrikləri ardıcıl qidalanan ekskavatorun hidravlik intiqalının biraxınlı sisteminin sxemi verilmişdir. İşçi maye tənzim olunmayan nasosdan 1 klapan-paylayıcı bloka 5 verilir. Blok basqı, yeddi işçi və axıtma bölmələrindən (seksiyalardan) ibarətdir. Basqı bölməsində qoruyucu klapan qoyulmuşdur, bütün işçi bölmələrinə isə hidravlik mühərriklərin işçi boşluqlarında maksimal təzyiqləri məhdudlaşdıran qoruyucu klapanlar blokları bərkidilmişdir.

Belə bir sxemdə hidravlik mühərriklərin birinin işlənməsinə nasos qurğusunun gücü tamamilə istifadə olunur. Əməliyyatların birləşdirilməsi halında basqı bölməsində qoruyucu klapanın işə düşməsinə görə ayrı-ayrı hidravlik mühərriklərin sürətlərinin azalması mümkündür. Bu sxemin digər xarakterik xüsusiyyəti odur ki, əvvəlki hidravlik mühərrikin hər hansı həcmindən işçi mayenin daxil olmasından asılı olaraq sonrakı hidravlik mühərrikin sürəti

4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri

müxtəlif olacaqdır: ştok hissəsindən (surət kiçikdir) və ya porşen hissəsindən (surət böyükdür). Döndərici mexanizminin hidravlik motorunun 10 qidalandırılması üçün kivatasiya qarşı əks klapaları nəzərdə tutulmuşdur. Əl ilə idarəetmə əks əlaqə üçün işçi hidravlik silindr ilə 7 ardıcıl birləşdirilmiş ikinci hidravlik silindr 12 istifadə olunan izləyən hidravlik intiqalın köməyi ilə yerinə yetirilir.



Şəkil 4.3.21. Ekskavatorun ardıcıl qidalandırılma ilə təxaxınlı hidravlik intiqalının sxemi:

1 – nasos; 2, 9 – qoruyucu və əks klapalar; 3 – 7 seksiyalı 5/3 tipli paylayıcı blok; 4 – çıxışlar; 10 – hidravlik motor;

hidravlik silindrlər:

5 – tirlərin; 6 – dəstəklərin; 7 – sükanın;
8 – təknanın; 11 – dayaqların; 12 – əks əlaqənin

4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri

Hidravlik silindrlərin qapaqlarına porşenlərin etdiyi zərbələrinin qüvvəsini azaltmaq üçün porşenlərin gedişlərinin sonunda mexaniki idarə olunan klapanlar quraşdırılmışdır ki, onlar da porşenin hidravlik silindrin klapanlarına yaxınlaşması ilə açılır və hidravlik silindrin ştok və porşen boşluqlarını biri-birilə əlaqələndirilir.

5. PNEVMATİK İNTİQALLAR

5.1. PNEVMATİK İNTİQALIN HAQQINDA ÜMUMİ MƏLUMAT VƏ ONLARIN HESABININ TERMODİNAMİKA ƏSASLARI

5.1.1. Pnevmatik intiqallar haqqında ümumi məlumat

5.1.1.1. *Pnevmatik intiqalların ümumi xarakteristikası*

Pnevmatik sistemlərdə enerji daşıyıcısı qismində qazlar (adətən hava) istifadə olunur. İşçi cism kimi qazların tətbiq olunan enerjisinin növündən asılı olaraq pnevmatik qurğular iki qrupa bölünürlər:

- *dinamiki* pnevmatik qurğular – bunlarda qazların kinetik enerjisindən;

- *həcmi* pnevmatik qurğular – bunlarda isə qazların təzyiqin potensial enerjisindən istifadə olunur.

Bu fəsilə əsasən *həcmi* pnevmatik intiqallar nəzərdən keçiriləcək.

Həcmi pnevmatik intiqal (gələcəkdə – *pnevmatik intiqal*) – qazların təzyiqin enerjisinin vasitəsilə pnevmatik mühərriklərlə mexaniki işini yaratmaq üçün əzərdə tutulan müxtəlif elementlərin və qurğuların toplusudur.

5.1.1.2. *Pnevmatik intiqalların təsnifatı*

Həcmi pnevmatik intiqallar əsasən aşağıdakı amillərə görə təsnif olunurlar:

- çıxış bəndinin hərəkət növünə görə:
 - fırlanma hərəkətli (pnevmatik intiqalın çıxış bəndi – pnevmatik motorlardır);
 - irəli-geri hərəkətli (çıkış bəndi – pnevmatik hidravlik silindrlərdir);
 - dönmə hərəkətli (çıkış bəndi – döndərici (momentli))

- pnevmatik silindrlərdir) pnevmatik intiqallar;
- tənzimlənmə üsulun növünə görə:
 - əl ilə tənzimlənən pnevmatik intiqal;
 - avtomatik tənzimlənən pnevmatik intiqal;
 - tənzimlənmənin məqsədinə görə:
 - stabilləşdirilmiş;
 - proqramlaşdırılmış;
 - izləyici pnevmatik intiqallar;
 - işçi qazın qidalanma mənbəyinin növünə görə:
 - kompressorlu;
 - magistrallı,
 - akkumulyatorlu;
 - qazogeneratorlu pnevmatik intiqallar.

Hidravlik intiqallardan fərqli olaraq pnevmatik intiqallarda çıxış bəndinin tənzimlənməsi əsasən drossellərlə və drosselləşdirici pnevmatik paylayıcılarla yerinə yetirilir.

İşlənmiş havanın bilavasitə atmosfərə atılmasına görə pnevmatik intiqallar açıq dövrəli sistemlərə aiddirlər, bu isə onlarda pnevmatik mühərrikdən qayıdış anların ehtiyac olmayasına olur və bununla qurğuların, o cümlədən pnevmatik mühərriklərin, kütlələrini xeyli azaldılmasına gətirir.

Pnevmatik intiqalların təbiq sahələri olduqca genişdir. Ənənəvi olaraq onlar maşınqayırma (o cümlədən dəzgahqayırma) sənayesində istehsalat prosesinin avtomatlaşdırılmasında və mexanikləşdirməsində xüsusi yer tuturlar. Hidravlik intiqallardan fərqli olaraq, irəli-geri və dönmə hərəkətli pnevmatik intiqalların xüsusiyyətlərinə görə (qazların əzyiqdən asılı olaraq hava vurucularda xeyli sıxılıb pnevmatik mühərriklərdə xeyli genişlənməsi) onların çıxış anları çox vaxt diskret tipli pnevmatik mühərriklərdir (pnevmatik irəli-geri hərəkətli və döndərici momentli silindrlərdir).

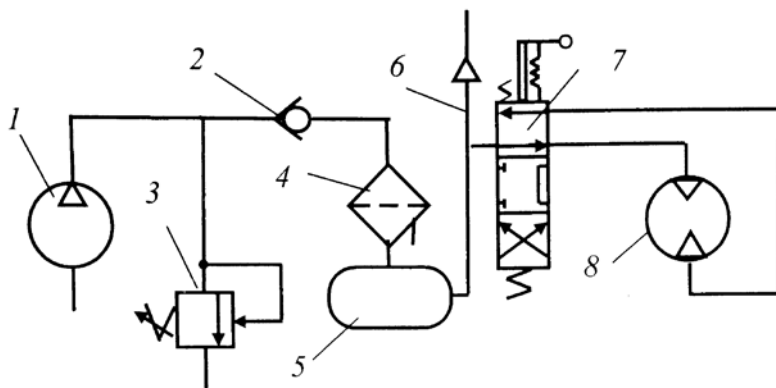
Robot maşınqayırma sənayesinin sürətli inkişafına görə

5.1. Pnevmatik intiqalın hesabının termodinamika əsasları

pnevmatik intiqallar üçün böyük tətbiq perspektivləri açılır. Müasir zamanda birinci əsilli sənaye manipulyatorlar və robotlar hal-hazırda 50% qədər pnevmatik intiqalıdır.

Pnevmatik intiqallar əsasən elektrik mühərriklərinin tətbiqi qadağan olunmuş və ya səmərəsiz olduğu hallarda, məsələn, zərbə hərəkətli maşınlarda, qaz və ya tozla bağlı təhlükəli şəraitlərdə tətbiq edilir.

Qeyd olunduğu kimi, pnevmatik intiqal maşın və mexanizmləri qazlar vasitəsilə hərəkətə gətirmək üçün qurğudur, hansı ki qaz almaq üçün qurğudan (kompresordan), pnevmatik mühərrikdən, idarəetmə aparatlarından, pnevmatik magistrallardan və köməkçi qurğulardan ibarətdir (şəkil 5.1.1)



Şəkil 5.1.1. Pnevmatik intiqalın prinsipl sxemi:

- 1 – kompressor, 2 – əks klapan, 3 – qoruyucu klapan,
4 – təmizləyici filtr, 5 – akkumulyator,
6 – pnevmatik magistral, 7 – pnevmatik paylayıcı qurğu,
8 – pnevmatik mühərrik

Sıxılmış qaz almaq üçün *kompressorlardan* geniş suətdə istifadə edilir. Adətən, kompressorlar periodik olaraq işləyir və

buna görə də havatoplayıcı (resiver) və ya akkumulyatorlarla birgə işləyirlər. Pnevmatik akkumulyator magistralda hava təzyiqinin pulsasiyasının qabağın alınması və kompressorla icraçı mühərrikin işinin əlaqələndirilməsi üçün xidmət edən sadə balondan ibarətdir. Digər hallarda akkumulyator pnevmatik mühərriklərin əsas qidalandırıcı mənbəyi kimi istifadə edilir.

Pnevmatik mühərrik sıxılmış qazın enerjisini aparan valın (ştokun) mexaniki enerjisinə çevirmək üçün təyin edilmiş maşındır.

Pnevmatik mühərriklərə aşağıdakılar aiddir:

- güc və moment pnevmatik silindrlər;
- pnevmatik motorlar.

Pnevmatik intiqallarda *idarəetmə qurğuları* sıxılmış hava axınlarının paylanması və pnevmatik maşınların iş rejiminin idarə edilməsi üçün təyin edilmişdir.

Konstruktiv icrasına görə bu qurğular hidr avlik intiqallarda tətbiq edilən analogi hidravlik aparatlardan cüzi dərəcədə fərqlənirlər.

Pnevmatik intiqalların idarəetmə qurğusuna aşağıdakılar aiddir:

- zolotnikli paylayıcılar;
- kranlar;
- klapanlar;
- drossellər;
- relelər və b.

Qeyd olunduğu kimi, hidravlik intiqallardan fərqli olaraq pnevmatik intiqallar yalnız *drossel* idarəetmə sistemlərinə aiddirlər, belə ki, kompressorların işinin tənzimlənməsi çətinlik törədir.

Pnevmatik intiqalına daxil olan avadanlığının iş şəraitini yaxşılaşdırmaq üçün kompressordan ona daxil olan sıxılmış hava xüsusi qurğularda yağlı dumanla zənginləşdirilir.

5.1.1.3. Pnevmatik intiqalların üstün və çatışmayan cəhətləri

Pnevmatik intiqalların üstün cəhətləri:

1) pnevmatik magistrallarda (pnevmatik şəbəkədə) nisbətən kiçik təzyiq itkiləri, bunun sayəsində pnevmatik mühərriklərin yerləşdirmə məsafəsi kompressordan yüz metrə və hətta kilometrə qədər yüksəlir;

2) sıxılmış havanın özlülüyünün nisbi sabitliyi və pnevmatik intiqalın işinə hava itkisinin (sızımların) cüzi təsiri;

3) hidravlik intiqalların detallarının hazırlanmasında olan tələblərə nisbətən pnevmatik intiqalın işçi mexanizmləri konstruktiv həllinin daha sadə olması;

4) digər tipli (məsələn, hidravlik intiqalla) intiqallarla birgə kombinasiyada geniş və asan avtomatlaşdırma və u yığunlaşdırma imkanlarının olması;

5) akkumulyatorlardan tətbiq etməklə və bu səbəbdən hava sərfinin azaltması ilə sistemdə işin qənaətli olması;

6) elektrik intiqalının tətbiqi qadağan olan şəraitdə işin təhlükəsizliyi;

7) sıxılmış hava axınının buraxılabilən böyük sürətləri və pnevmatik mexanizmlərin işinin böyük sürətli olması.

Adətən pnevmatik magistrallarda axının sürəti 10...15 m/san, ayrı hallarda (dövri olaraq işləyən mexanizmlərdə) daha böyük olmasına icazə verilir.

Pnevmatik motorlarda valın fırlanma sürəti 10^5 dövr/dəq və daha çox ola bilər.

Hidravlik intiqallarla müqayisədə pnevmatik intiqalların aşağıdakı nöqsan cəhətləri var:

1) havada olan su buxarlarının kondensasiyasının mümkünlüyü və genişlənmə prosesinin sonunda temperaturun kifayət qədər aşağı düşməsi. Bununla pnevmatik intiqallarda aşağı işçi təzyiqlərin 0,4...0,6 MPa (izafi) olması ilə izah olunur. Bunun

5.1. Pnevmatik intiqalın hesabının termodinamika əsasları

nəticəsində sıxılmış havanın aşağı işçi təzyiqli olması pnevmatik qurğuların hidravlik avadanlıqlarına nisbətən (pnevmatik motorlar, pnevmatik güc silindrləri və s.) ölçülərinin kəskin artırılmasına səbəb olur);

2) yüklənmənin dəyişməsi zamanı pnevmatik intiqalın çıxış bəndinin hərəkətin qeyri-müntəzəmliyi və sıçrayışlı olması və belə şəraitdə hərəkətin sabit sürətinin saxlanmasının qeyri - mümkünlüyü;

3) pnevmatik avadanlıqların və aparatların sürtünən hissələrinin lazımi səviyyədə yağlanmaması;

4) pnevmatik intiqalların kiçik FİƏ-na malik olması;

5) fasiləsiz sıxılmış havanın böyük sərfərlə tətbiqi pnevmatik intiqalın istismar xərclərini xeyli artırır;

6) pnevmatik intiqalların elementlərin korroziyadan müdafiəyə vacibliyi.

Adətən pnevmatik və hidravlik mexanizmlərin birgə tətbiqində hidravlik intiqalın üstünlüklərinə (müntəzəm və səlis hərəkətin və böyük qüvvənin alınması) və pnevmatik intiqalın üstün cəhətlərinə (boşuna və köməkçi hərəkətlərin böyük sürəti) nail olmaq olur.

5.1.2. Pnevmatik intiqalların hesabının əsasları

5.1.2.1. *Pnevmatik intiqallarında qazların sıxılıb genişlənməsinin termodinamika əsasları*

Pnevmatik intiqalların hesabı intiqalın pnevmatik və mexaniki parametrləri arasındakı asılılıqlarının müəyyən edilməsi ilə yerinə yetirilir. Bu intiqalın mexanizmlərinin hərəkət tənlikləri ilə termodinamiki prosesləri təsvir edən tənlikləri tərtib edib birgə həll etməklə əldə edilir.

Əgər havanın əsas parametrləri (təzyiqi p , xüsusi həcmi ω və mütləq temperaturu T) məlumdursa, onun vəziyyəti, başqa qazlar

5.1. Pnevmatik intiqalın hesabının termodinamika əsasları

kimi, təyin olunmuş hesab edilir. Hava parametrlərindən birinin dəyişməsi ilə istiliyin udulması və ya ayrılma sı ilə onun qalan başqa parametrləri də dəyişir.

Pnevmatik intiqalda istifadə olunan sıxılmış havanın xüsusiyyəti enerjini toplamaq yüksək qabiliyyətə malik olmasından ibarətdir. Sıxılmış havanın yerdəyişməsinə kiçik enerjisinin tələb olması onları mayedən fərqləndirir. Sıxılmış mayenin hərəkəti xətti yayın hərəkətinə oxşayırsa, sıxılmış havanın hərəkəti qeyri -xətti yayın hərəkəti kimidir və bu onları fərqləndirən hadisələrdən biridir.

Pnevmatik müərrik də işi zamanı havanın əziyyətinin dəyişməsi prosesində ayrılan istilik havanın daxili enerjisinin dəyişməsinə və xarici işin görülməsinə sərf edilir:

$$dE = dU + dL, \quad (5.1.1)$$

burada dE – gətirilmiş istilik; $dU = c(T_2 - T_1)$ – havanın daxili enerjisinin dəyişməsi; c – havanın istilik tutumu; $T_2 - T_1$ – temperaturlar fərqi; L – havanın gördüyü xarici iş.

Havanın daxili enerjisi onun birəziyyətdən digərinə keçid yolundan asılı olmayıb yalnız başlanğıc və son halından asılıdır.

$$U = f(p, \omega, T). \quad (5.1.2)$$

Parametrlərdən birinin sabitliyinin saxlanması zamanı sadə termodinamiki proseslər baş verir. Belə proseslərə aşağıdakılar aiddir:

- izoxor;
- izobar;
- izotermik;
- adiabat proseslər.

İzoxor proseslər təzyiqin p və temperaturun T dəyişməsi zamanı xüsusi həcm ω sabit qiyməti ilə xarakterizə edilir ($\omega = \text{const}$). Belə proses qapalı qabın daxilində temperaturun dəyişməsi zamanı baş verə bilər. İzoxor proses zamanı sabit qaldığından görülən iş 0-a bərabər olur.

İzobar prosesi zamanı havanın təzyiqi sabit saxlanılır ($p = \text{const}$). Bu prosesdə qapalı qabda temperatur dəyişdiyi zaman həcm elə dəyişir ki, təzyiq sabit qalır.

İzobar prosesi zamanı görülən xüsusi iş

$$l = p(\omega_2 - \omega_1) \quad (5.1.3)$$

İzotermik proses sabit temperaturda baş verir ($T = \text{const}$). Havanın ətraf mühitə ayırdığı istilik havanın gördüyü işə bərabərdir. İzotermik proses zamanı daxili enerjinin dəyişməsi 0-a bərabərdir.

Bütün sadə termodinamik proseslər aşağıdakı məlum xarakteristika tənliyi ilə bir-biri ilə əlaqələndirilir

$$p\omega = RT, \quad (5.1.4)$$

və ya

$$p(\omega_2 - \omega_1) = R(T_2 - T_1) \quad (5.1.5)$$

burada $\omega_2 - \omega_1$ – havanın xüsusi həcmnin artımı; $T_2 - T_1$ – temperaturun artımı; R – qaz sabiti.

Qaz sabiti havanın fiziki xassələrindən asılıdır və adətən onun qiyməti xüsusi cədvəllərdə verilir.

$$\omega = \frac{1}{\rho g},$$

olduğundan, onda

$$\frac{p}{\rho g} = RT. \quad (5.1.6)$$

Baxılan termodinamiki proseslərdə havanın parametrlərindən biri sabitdir. Pnevmatik qurğuların işçi kameralarında olan təzyiqin və həcmın qiymətləri dəyişdiyindən bu halda izoxor və izobar proseslər pnevmatik intiqal qurğularının çoxunun hesablanması üçün yararsızdır.

Praktik hallarda havanın bütün əsas parametrləri eyni zamanda dəyişə bilər. Bu halda istiliyin bir hissəsi daxili enerjinin dəyişməsinə, bir hissəsi də xarici işin görülməsinə sərf edilir. Belə prosesə politrop proses deyilir və aşağıdakı sadə asılılıqla təsvir olunur:

$$p_1 \omega_1^m = p_2 \omega_2^m = p \omega^m = \text{const}, \quad (5.1.7)$$

burada p_1 və p_2 – başlanğıc və son təzyiqlər; ω_1 və ω_2 – başlanğıc və son xüsusi həcm; m – politrop göstəricisidir.

m göstəricisi prosesin istilik tutumundan asılıdır. Adətən mühəndis hesablamaları üçün proses zamanı m qiyməti sabit qəbul edilir.

Politrop prosesi zamanı havanın ~~iki~~ ^{temperatur} ~~temperaturu~~ ^{temperaturu} üçün əsas parametrlər arasındakı əlaqə aşağıdakı kimi olacaq:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^m ;$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{m-1}{m}} ; \quad (5.1.8)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^{m-1}$$

5.1. Pnevmatik intiqalın hesabının termodinamika əsasları

Yuxarıda göstərilən düsturlardan prosesin istənilən əsas parametrlərindən birini təyin etmək olar. Məsələn, xüsusi həcmnin və ya temperaturun dəyişməsi zamanı havanın təzyiqinin təyin edilməsi:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m}{m-1}}; \quad (5.1.9)$$

$$p_1 = p_2 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^m$$

Politrop prosesi zamanı görülmə xüsusi iş:

$$\begin{aligned} l &= \left(\frac{R}{m-1} \right) (T_2 - T_1); \\ l &= \left(\frac{1}{m-1} \right) p_1 \omega_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]; \\ l &= \left(\frac{1}{m-1} \right) (p_1 \omega_1 - p_2 \omega_2). \end{aligned} \quad (5.1.10)$$

Politrop prosesi zamanı sıxılmış havanın ətraf mühitə ayırdığı istilik

$$\Delta E = c (T_2 - T_1) \quad (5.1.11)$$

burada c – prosesdə havanın orta istilik tutumudur.

Belə ki, politrop prosesi bütün əsas parametrlərin dəyişməsi zamanı havanın vəziyyətini xarakterizə etdiyindən $m = 0$ olduqda

5.1. Pnevmatik intiqalın hesabının termodinamika əsasları

izobar prosesini alırıq $p_1 = p_2 = \text{const}$, $m = \infty$, $\omega_1 = \omega_2$ olduqda isə izoxor prosesi alınır.

$m = 1$ olduqda izotermik proses alırıq və tənliyi aşağıdakı kimi olacaq

$$p\omega = \text{const}, \quad (5.1.12)$$

Bu o deməkdir ki, havanın sabit temperaturunda onun həcmi təzyiqlə tərs mütənəsb olacaq. Havaya verilən istilik işə sərf olunur, havanın sıxılmasından yaranan istilikə ikənərləşdirilir. İzotermik proses zamanı görülən xüsusi iş:

$$l = p_1\omega_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = RT \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (5.1.13)$$

$$p\omega^k = \text{const} \quad (5.1.14)$$

yəni, adiabat prosesi zamanı təzyiqin dəyişməsi izotermik prosesində dəyişiklikdən çox olur. Adiabat prosesi istiliyin alınması və ya verilməsi olmadan baş verir, yəni hava ilə ətraf mühit arasında istilik mübadiləsi olmur.

Pnevmatik intiqalın praktiki iş şəraitində havanın həcmnin dəyişməsinə sərf edilən enerji tam olaraq istiliyə çevrilmir. Ona görə, politrop göstəricisinin qiyməti vahiddən böyük, aşağıdakı sərhədlərdə qəbul edilir $1 \leq m \leq k$.

Pnevmatik mexanizmlərin hərəkət sürətinin böyük olması nəticəsində onlarda havanın dəyişməsi prosesini adiabat prosesi kimi qəbul etmək olar. Əgər asılılıqda m göstəricisini k ilə əvəz etsək politrop prosesi üçün yuxarıda qəbul edilmiş asılılıq adiabat prosesi üçün də qəbul edilə bilər. Hava üçün $k = 1,41$.

5.1.2.2. Qazların pnevmatik magistrallarda axımı

Pnevmatik intiqalların hesablanması zamanı havanın hərəkət

5.1. Pnevmatik intiqalın hesabının termodinamika əsasları

qanunlarını bilək lazımdır. Hava ilə mayelərin hərəkət qanunlarında oxşarlıq olduğunu nəzərə alsaq, hidravlikadan məlum olan düsturlardan istifadə etmək olar.

Müəyyən enkəsikli f borudan keçən havanın həcmi Q , kütlə M və ya çəki G sərfi:

$$Q = fv; \quad (5.1.15)$$

$$M = Q\rho = fv\rho; \quad (5.1.15)$$

$$G = Q\rho g = Mg = f v\rho g, \quad (5.1.15)$$

burada v – hava axını hərəkətinin orta sürəti ; ρ – havanın sıxlığıdır.

Hava axını laminar rejimdən turbulent rejimə keçdiyi halda onun kritik sürəti aşağıdakı düsturda təyin edilir:

$$v_{kr} = Re_{kr} \frac{v}{d}, \quad (5.1.16)$$

Burada v – havanın kinematik özlülük əmsalı; d – boru xəttinin diametri; Re_{kr} – Reynolds kritik ədədidir.

$Re > 2300$ olduqda hava axını turbulent, $Re < Re_{kr} = 2300$ olduqda laminar rejimdir. Adətən boru xətlərində hava axını turbulent xarakteri daşıyır.

Silindrik boru xətlərində müqavimətlərdən yaranan təzyiq itkisi aşağıdakı düsturlardan təyin edilir:

– sürtünmədən alınan təzyiq düşküsi:

$$\Delta p_s = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \rho g = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.1.17)$$

– və yerli

$$\Delta p_{yer} = \xi \frac{v^2}{2g} \rho \quad g = \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.1.18)$$

burada λ – axının uzunluq boyunca müqavimət əmsalı ; ξ – yerli müqavimət əmsalı; v – hava axını orta sürətidir.

Yerli müqavimət əmsalı ξ maye axınları üçün qəbul edilən qiymətlə eynidir, λ – əmsalı isə sorğu kitablarında verilmiş qrafiklərdən və ya hidravlikadan məlum olan turbulent axın üçün düsturdan təyin edilir.

Hamar borular üçün qiymətləri cədvəl 5.1.1-dən götürüb qəbul etmək olar.

Cədvəl 5.1.1

Re	λ
$\leq 20\,000$	0,033
20 000...30 000	0,026
30 000...40 000	0,024
$\geq 40\,000$	0,022

Sıxılmış havanın paylayıcı şəbəkədə təzyiq itkisini 0,03...0,05 MPa-dan böyük qəbul etmək tövsiyə edilmir, axının sürəti isə 6...10 m/san arasında qəbul edilir.

Boru xəttinin diametri aşağıdakı düsturdan təyin edilə bilər:

$$d = \sqrt{\frac{Q}{v}} \varphi, \quad (5.1.19)$$

Burada φ – atmosfer havasının sıxlığının pnevmatik şəbəkədə olan sıxılmış havanın orta sıxlığına nisbətində bərabər əmsaldır.

Təxmini hesablamalarda φ əmsalını vahidə bərabər götürmək olar

5.1.2.3. Qazların tutumlardan axması

Pnevmatik intiqalın hesabı zamanı sıxılmış havanın kiçik

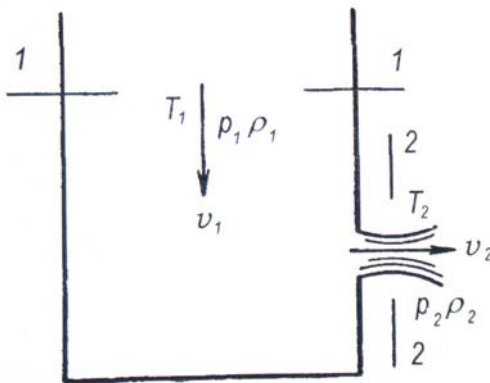
diametrli dəlikdən keçərkən parametrlərini təyin etmək lazımdır. Kiçik diametrli dəliklərə pnevmatik intiqalın paylayıcı qurğusunda (kranlar, zolotniklər, drossellər, klapanlar və s.) olan dəliklər aiddir.

Hava axını kiçik diametrli dəliklərdən keçərkən təzyiqin və sürətin dəyişməsi ilə müşayiət olunan axının genişlənməsi və ya sıxılması baş verəndə bu halda hava parametrlərinin hesablanması maye parametrlərinin hesablanmasından fərqlənir.

Çəndə sabit təzyiq saxlamaqla havanın kiçik dəlikdən axmasını nəzərdən keçirək (şəkil 5.1.2). Çəndə olan havanın parametrləri: p_1 , ω_1 və T_1 , çıxışda isə uyğun olaraq p_2 , ω_2 və T_2 qəbul edək.

Prosesi adiabat proses kimi qəbul etsək, iki en kəsik üçün Bernulli tənliyini yazaq:

$$z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{p_2} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (5.1.20)$$



Şəkil 5.1.2. Qazın çəndən axması sxemi

5.1. Pnevmatik intiqalın hesabının termodinamika əsasları

Əgər çəndə həndəsi hündürlüyü və v_1 sürətini ($v_1 \approx 0$) nəzərə almasaq (en kəsiklərin sahələri arasındakı fərq çox böyükdür), onda aşağıdakı düsturu alırıq:

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{p_2} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (5.1.21)$$

Buradan

$$v_2 = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{p_2} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (5.1.22)$$

Verilən asılılıq qazın axmasına aid olub, Sen-Venan düsturudur. (5.6) düsturunu nəzərə alsaq, (5.22) düsturu aşağıdakı şəkli alacaq:

$$v_2 = \sqrt{2gRT_1 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (5.1.23)$$

En kəsiyi f -ə bərabər olan dəlikdən axan havanın çəki sərfi:

$$G = \alpha f \rho_2 g v_2 = \alpha f \rho_2 g \sqrt{2gRT_1 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (5.1.24)$$

Burada α – axan mayelər üçün də eynilə qəbul edilən sərf əmsəlidir. (adətən $\alpha = 0,8...1,0$).

(5.7) düsturunu nəzərə alsaq

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}, \quad (5.1.25)$$

sərf düsturunu aşağıdakı şəkildə ala bilərik

$$G = \alpha f \sqrt{2 p_1 \rho_1 g \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (5.1.26)$$

və ya

$$G = \alpha f \sqrt{p_1 \rho_1 g^2} \psi = \alpha f \rho_1 g \sqrt{gRT} \psi. \quad (5.1.27)$$

Burada

$$\psi = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (5.1.28)$$

$\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon$ ilə əvəz etsək, onda

$$\psi = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (5.1.29)$$

alırıq.

Göründüyü kimi veribn düsturlardan axan havanın çəki sərfi xarici mühitin p_2 təzyiqindən asılıdır, yəni $\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon$ nisbətindən.

ε -nün kiçik qiymətlərində, məsələn çəndə p_1 təzyiqinin artması və ya xarici p_2 təzyiqinin azalması nəticəsində, axma sürəti və hava sərfi artaraq müəyyən maksimal qiymətə çatacaq. ε -nün qiymətinin sonrakı azalmasında isə axma sürəti sabit qalacaq. $\varepsilon = 0$ və $\varepsilon = 1$ olduqda hava sərfi 0-a bərabər olacaq.

Axma sürəti və hava sərfi maksimal olduqları qiymətlərinə uyğun təzyiqlər nisbəti kritik adlanır.

(5.1.29) düsturundan aşağıdakı düsturu alırıq

$$\varepsilon_{kr} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (5.1.30)$$

Adiabat prosesi üçün $k = 1,41$ və $\varepsilon_{kr} = 0,528 \approx 0,53$ olduqda kritik təzyiq təxminən çəndə olan təzyiqin yarısına bərabərdir.

ε -nün kritik qiymətində $\psi = \psi_{max}$ alınacaqdır.

Deməli alınır ki, havanın axmasının maksimal sərfi və kritik sürəti o zaman olur ki, çəndə təzyiq kritik qiymətdən böyük, yəni $p_1 > \varepsilon_{kr} p_2$. Bu halda ψ əmsalı sabit və bərabər olacaq.

$$\psi_{max} = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (5.1.31)$$

Onda kritik sürət bərabərdir:

$$v_{kr} = \varphi \sqrt{\frac{p_1}{\rho_2} RT_1 \frac{2k}{k+1}} = \varphi \sqrt{gRT_1 \frac{2k}{k+1}}, \quad (5.1.32)$$

kritik sərf isə :

$$G_{kr} = \alpha f \sqrt{p_1 \rho_1 g \frac{k}{k-1}} \sqrt{g \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (5.1.33)$$

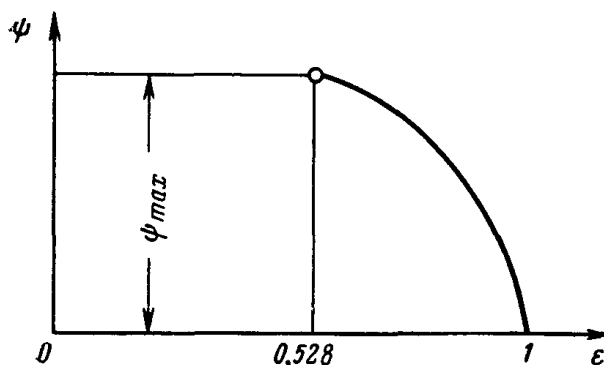
və ya

$$G_{kr} = \alpha f \rho_1 g \sqrt{g k R T_1 \frac{k}{k-1}} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} . \quad (5.1.34)$$

Buradan görünür ki havanın kritik sərfi xarici mühitin təzyiqindən deyil yalnız çəndəki təzyiqdən asılıdır.

Əgər çəndə olan təzyiq kritik təzyiqdən kiçikdirsə, yəni $p_1 < \varepsilon_{kr} p_2$ və ya $p_2 > p_{kr}$, onda ψ əmsalı dəyişəndir və (5.1.29) düsturu ilə hesablanır. Şəkil 5.1.3-də ψ -nin qiymətinin ε əmsalından asılılığı göstərilmişdir.

Havanın sərfi ε -nun qiymətindən asılı olacaq, yəni havanın daxil olduğu mühitin təzyiqindən asılı olacaq və (5.1.27) düsturu ilə təyin edilir.



Şəkil 5.1.3. ψ -nin qiymətinin ε əmsalından asılılığı

Beləliklə, qazın axması ilə maye axmasının arasında böyük fərq var. Maye axarkən çıxış bəziyində təzyiq bəzişə xarici

5.1. Pnevmatik intiqalın hesabının termodinamika əsasları

mühitin təzyiqinə bərabərdir, axma sürəti və sərfi isə təzyiqlər fərqi artdıqca artır.

$$\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon \text{ nisbətindən asılı olaraq müxtəlif ola bilər.}$$

Hava axmasının kritik sürəti səsin havada olan sürətinə bərabərdir:

$$v_{səs} = \sqrt{gRT_1} = 18,5\sqrt{T_1}. \quad (5.1.35)$$

Əgər verilmiş temperaturda axma sürəti $v_{səs}$ -dən xeyli dərəcədə kiçikdirsə, onda axma sürətini mayelər üçün təyin olunmuş məlum düsturla hesablanı bilər.

$$v_2 = \varphi \sqrt{2 \frac{p_1 - p_2}{\rho_1}} \quad (5.1.36)$$

burada φ sürət əmsəlidir, $\varphi = 0,90 \dots 0,97$.

Belə ki, ε intiqala düşən yükləndən, yəni onun mexaniki parametrlərindən asılıdır. Onda göstərilən düsturlar pnevmatik intiqalların hesablanmasında istifadə edilə bilər.

Məsələ 5.1. Əgər cəndə təzyiqin qiyməti $p_1 = 0,16$ MPa və temperaturu 16°C -dirsə, diametri 50 mm olan dəlikdən qaz axmasının sürətini və sərfinin miqdarını təyin etməli.

Həlli

Kritik təzyiqin qiyməti bərabərdir:

$$p_{kr} = 0,53 p_1 = 0,53 \cdot 0,16 \cdot 10^6 = 0,9 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

$p_{kr} < p_{atm}$ olduğu üçün dəliyin çıxışda $p_2 = p_{atm}$ təzyiqi qoyulur, onda havanın axma sürəti (5.1.23) aşağıdakı kimi olacaq:

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 29,27 \cdot (273 + 16) \frac{1,41}{0,41} \left(1 - \frac{1}{16}\right)^{0,29}} = 134 \text{ m/san}$$

Çıxan hava axının sıxılmadığına görə havanın həcmi sərfi:

$$Q = v_2 f_o = 134 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,27 \text{ m}^3/\text{san.}$$

$\rho = 1,2 \text{ kq/m}^3$ olarsa, havanın kütlə sərfi:

$$M = Q\rho = 0,27 \cdot 1,2 = 0,324 \text{ kq/san}$$

Daha dəqiq:

$$\rho = 29,27 \frac{10000}{289} = 1,15 \text{ kq/m}^3,$$

$$M = 0,27 \cdot 1,15 = 0,31 \text{ kq/san}$$

5.2. PNEVMATİK İNTİQALLARIN MAŞINLARI

Pnevmatik və hidravlik maşınların iş prinsipi, demək olar ki, eynidir. Bu səbəbdən hidravlik maşınların iş prinsipinin, xarakteristikalarının və parametrlərinin tənlikləri tam və ya qismən pnevmatik maşınlar üçün də tətbiq oluna bilər. Buna baxmayaraq, pnevmatik maşınlarına bir neçə xüsusiyyətlərə malikdirlər ki, hansı ki nəzərdən keçirilməlidir. Pnevmatik intiqallarda iki növ pnevmatik maşınlardan istifadə olunur:

- pnevmatik vurucular – mexaniki enerjini qazın (havanın) enerjisinə çevirən pnevmatik maşınlar;

- pnevmatik mühərriklər – sıxılmış qazın enerjisini mexaniki hərəkət enerjisinə çevirən pnevmatik maşınlar.

5.2.1. Pnevmatik vurucular

5.2.1.1. Pnevmatik vurucuların qısa təsnifatı

Qazları sıxaraq təzyiqini artıran və onların nəqlini həyata keçirən maşınlara ***hava vurucuları*** və ya, ümumiyyətlə, ***kompressor maşınları*** (kompressorlar) deyilir. Bu maşınlarda daxil olan mexaniki enerjisi qaz (hava) axınının enerjisinə çevrilir.

Pnevmatik intiqallarda işçi cisim kimi əsasən havanın istifadə olunmasına görə gələcək izahatlar hava vurucular (hava kompressorları) üçün aparılacaqdır.

Havanın sıxma dərəcəsi s asılı olaraq hava vurucu maşınları aşağıdakı kimi bölünürlər:

- ventilyatorlar ($s < 1,1$);
- qaz üfürücüləri ($1,1 < s < 3,0$);
- kompressorlar ($s > 3,0$);
- vakuum nasosları.

Burada s – havanın sıxma dərəcəsidir, hansı ki hava vurucusunun çıxış təzyiqi p_c , havanın giriş təzyiqi p_g nisbətidir: $s = p_c/p_g$

Ventilyatorlar və ***qaz üfürücüləri*** əsasən hava vasitəsilə

soyutma və sənaye ventilyasiya sistemlərində, kondisionerlərdə, adətən nisbətən kiçik sürətlə böyük həcməldə havanın verilməsində tətbiq olunurlar.

Kompressorlar aşağıdakı göstəricilərə görə təsnif olunurlar:

- məhsuldarlığına görə:
 - mikro ($< 0,6 \text{ m}^3/\text{dəq}$);
 - alçaq ($0,6 \dots 6,0 \text{ m}^3/\text{dəq}$),
 - orta ($6 \dots 60 \text{ m}^3/\text{dəq}$);
 - yüksək ($> 60 \text{ m}^3/\text{dəq}$.) məhsuldarlıqlı;
- yaratdıqları son təzyiqə (izafi) görə:
 - alçaq ($p_{\text{ç}} = 0,2 \dots 1,0 \text{ MPa}$);
 - orta ($p_{\text{ç}} = 1,0 \dots 10 \text{ MPa}$);
 - yüksək ($p_{\text{ç}} = 10 \dots 100 \text{ MPa}$);
 - ifrat yüksək ($p_{\text{ç}} > 100 \text{ MPa}$) təzyiqli;
- istiliyin kənarlaşdırılma üsuluna görə:
 - su ilə;
 - hava ilə soyudulan;
- intiqalın tipinə görə:
 - elektrik;
 - daxili yanma mühərriki;
 - buxar;
 - qaz turbinləri ilə hərəkətə gətirilənlər;
- yerləşmə qaydasına görə:
 - stasionar;
 - səyyar tipli;
- təyinatına görə:
 - konkret istehsal sahəsi (kimya, energetika, pnevmatik intiqallar və s.) üzrə;
 - ümumi məqsədli;
- sıxılan qazın növünə görə:
 - hava,
 - təbii qaz,
 - azot,

– helium və s. vuran.

Vakuum nasoslar vakuum altında olan qazı soraraq, atmosfərə tullamaq işinə xidmət edirlər.

İş prinsipi və konstruksiyasına görə fərqlənən kompressor maşınlarının hər biri öz iş şəraitləri diapazonuna və ən səmərəli müəyyən tətbiq sahəsinə malikdirlər.

Kompressorlar iş prinsipinə görə **həcmi** və **dinamik** tipli olurlar.

Həcmi tipli kompressorlarda təzyiqin artması havanın olduğu qapalı həcmə azalması nəticəsində baş verir. Bu maşınlar işçi orqanın növünə görə

- porşenli;
- rotorlu;
- membranlı

kompressorlara bölünürlər.

Porşenli kompressorlarda havanın sıxılması porşenin irəli-geri hərəkəti, rotorlu kompressorlarda rotorun fırlanması, membranlı kompressorlarda isə membranın rəqsi hərəkəti nəticəsində baş verir. Bu maşınlarda havaya əsasən potensial enerji (təzyiq) verilir.

Rotorlu maşınlarda da qazın sıxılması müəyyən qapalı həcmə azalması hesabına baş verir, ancaq rotorlu kompressorlarda irəli-geri hərəkət edən piston olmur. Rotorlu kompressorlar sırasına aşağıdakı tipli maşınlar daxildir:

- lövhəli,
- vintli,
- maye halqalı,
- iki fırlanan porşenli.

Dinamik kompressorlarda, qaz axınında fasiləsiz yaranan sürətlənmələr nəticəsində sıxma baş verir. Bu halda qaza sonradan təzyiq enerjisinə çevrilən kinetik enerji verilir. İş prinsipinə görə dinamik kompressorlar **turbokompressorlara** və **axınlılara** bölünürlər.

Turbokompressorlarda qaz axınının sürətlənməsi onun fırlanan kürəklər şəbəkəsi ilə qarşılıqlı təsiri nəticəsində baş verir. Axınlı maşınlarda müxtəlif xüsusi enerjili axınların qarışması nəticəsində axının sürətlənməsi həyata keçirilir. Dinamik kompressorların iş prinsipi və əsas parametrləri ilə “Kürəkli hidravlik maşınları” kursunda izah olunur.

5.2.1.2. Porşenli kompressorlar

Porşenli kompressorlar həcmi tipli pnevmatik vurucuların ən geniş yayılmış nümayəndəsi sayılır.

Porşenli kompressorları aşağıdakı göstəricilərə görə bölürlər:

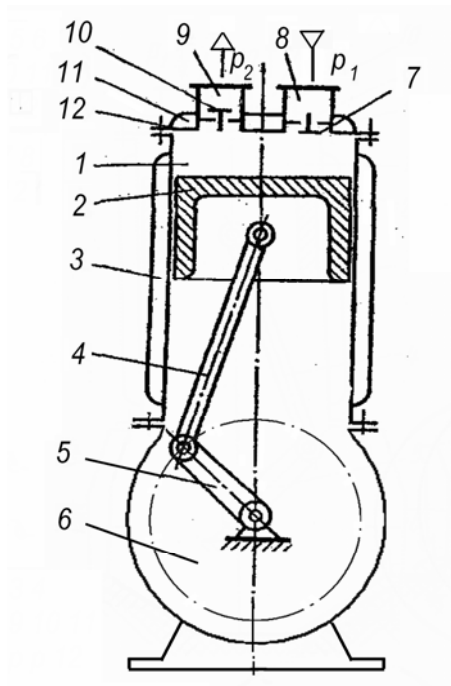
- sıxma pillələrinin sayına görə: bir, iki, çoxpilləli;
- porşenin bir irəli-geri gedişində baş verən sorma və vurmaların sayına görə: birtəsirli (sadə), iki təsirli,
- silindrlərin sayına görə: bir, iki, çoxsilindrlı;
- silindr oxlarının yerləşməsinə görə: üfüqi, şaquli; bucaq altında (V şəkilli, W şəkilli, düzbucaqlı), radial, oppozit və s.

Sadə təsirli porşenli kompressorlarda porşenin bir irəli-geri gedişində bir sorma və bir vurma, ikiqat təsirli kompressorlarda isə iki sorma və iki vurma baş verir.

Birpilləli kompressorda qaz son təzyiqədək bir və ya paralel işləyən bir neçə silindr daxilində sıxılır. Şəkil 5.2.1-də birpilləli sadə təsirli şaquli porşenli kompressorun sxemi verilmişdir.

Porşenin 2 silindrinin 1 içində irəli-geri hərəkəti çarx qolu 5 və sürgü qolu 4 vasitəsilə həyata keçirilir. Silindr qapağında 12 qazın silindrə daxil olmasını və onu silindrdən basqı boru kəmərinə verilməsini tənzimləyən paylaşdırma mexanizmini təşkil edən sorma 7 və vurma (basqı) 10 klapanları yerləşdirilir. Porşen bilavasitə sürgüqolu-çarxqolu mexanizmi ilə sürgüsüz birləşdirilmişdir. Porşen silindrin içində yuxarıdan aşağı hərəkət edərkən, qapaqla porşen arasındakı həcm artdığından seyrəlmə yaranır. Silindrlə sorma borusu arasında yaranan təzyiqlər fərqi sayəsində sorma klapanı 7 açılır və silindrin içi qazla dolur. Piston

aşağı kənar vəziyyətini aldıqda, silindrdəki və sorma boru kəmərinəki təzyiqlər praktiki olaraq bərabərləşir. Klapın yayın təsiriylə yəhərə sıxılır və silindrin boşluğunu sorma xəttiylə birləşdirən dəliyi bağlayır. Sorma mərhələsinin bütün gedində basqı klapanının dəliyi bağlı qalır.



Şəkil 5.2.1. Sadə təsirli birpilləli şaquli kompressorun sxemi

- 1 – silindr; 2 – porşen; 3 – silindri soyutmaq üçün köynək; 4 – sürgü qolu; 5 – dirsəkli valın çarx qolu; 6 – çərçivə-karter; 7 – sorma klapanı; 8 – sorma qol borusu; 9 – basqı qol borusu; 10 – basqı klapanı; 11 – qapağı soyutmaq üçün köynək; 12 – silindrin qapağı

Porşen əks istiqamətdə – aşağıdan yuxarı hərəkət etdikdə isə silindrin daxilində qazın sıxılması baş verir. Qazın təzyiqi basqı boru kəmərindekindən çox olduqda, basqı klapanı açılır və qaz

sıxışdırılıb silindrdən çıxarılır. Bu proses porşen yuxarı kənar vəziyyəti alana qədər davam edir. Sonra basqı klapanı bağlanır və təsvir olunmuş ardıcılıqla sorma və vurma prosesləri təkrar olunurlar. Göründüyü kimi sadə təsirli birpilləli porşenli kompressorlarda bir irəli-geri gedişdə bir sorma və bir vurma əməliyyatları, yəni valın bir dövründə kompressorun tam iş tsikli baş verir. Belə kompressorların çatışmamazlığı faydalı işin – qazın vurulmasının porşenin ancaq bir istiqamətdə hərəkəti zamanı baş verməsidir.

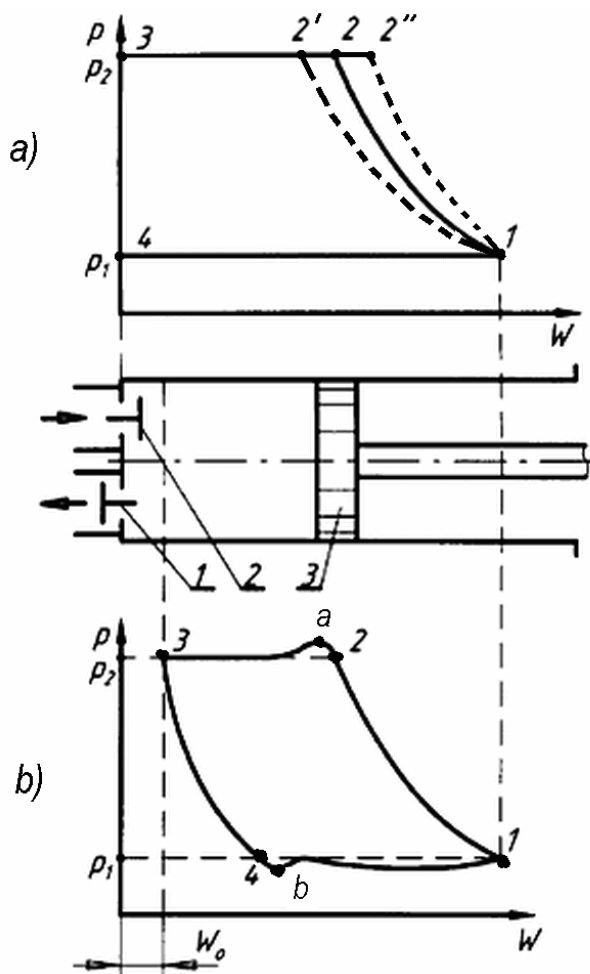
Birpilləli sadə təsirli porşenli kompressorun (şəkil 5.2.1) işçi kamerasında – silindrində baş verən prosesləri p - V koordinatlarda göstərilən indikator diaqramları ilə izah etmək olar (şəkil 5.2.2).

Nəzəri indikator diaqramı (şəkil 5.2.2, *a*) aşağıdakı qəbul olunmuş fərziyyələrə görə qurulur:

- işçi kamerada “ölü” həcmi mövcud deyil;
- qazın sızmaları və itkiləri yoxdur;
- pnevmatik sorma və vurma xətlərində itkilər nəzərə alınmır;
- sorma və vurma klapanlarının ətalətliyi yoxdur.

Porşen sağ kənar vəziyyətə uyğun I nöqtəsində olduqda bu zaman silindrdəki qazın parametrləri p_1 və T_1 , həcmi isə W_1 -dir, sorma klapanı 2 – bağlıdır. Porşen sola hərəkət etdikdə kompressorun fəzasında qazın sıxılması prosesi başlayır. Diaqramda I - 2 əyrisinə uyğun olan bu proses işçi fəzanın həcmnin azalması və qazın təzyiqinin artması ilə xarakterizə olunur. I - 2 əyrisinin forması qazın sıxılma prosesinin növündən asılıdır (izotermik proses – I - $2'$ əyrisi; politropik proses – I - 2 ; adiabatik proses – I - $2''$). Porşen 2 sayılı nöqtəyə çatdıqda, sıxma prosesi qurtarır; onun işçi parametrləri p_2 , T_2 ($p_2 > p_1$ və $T_2 > T_1$) və qazın silindrdəki həcmi W_2 olur. Bu halda, kompressorun boşluğundakı p_2 təzyiqi, basqı klapanlarının müqaviməti nəzərə alınmazsa, basqı boru kəmərinəki təzyiqə bərabərləşir və, çıxış klapanı 1 açılaraq, qazın sabit təzyiq altında (2 - 3 izobara əyrisi) basqı boru kəmərinə vurulması prosesi baş verir. 3 sayılı nöqtə porşenin sol kənar

vəziyyətinə uyğundur.



Şəkil 5.2.2. Porşenli kompressorun nəzəri (a) və həqiqi (b) indikator diaqramı:

1 – vurma klapanı; 2 – sorma klapanı; 3 – porşen

Baxılan tsikl nəzəri olduğundan, qeyd olunduğu kimi, kompressorun işçi boşluğundakı qazın hamısı basqı boru kəmərinə

vurulur. Porşenin əksinə (sağa) hərəkəti başlanan kimi təzyiqin p_2 -dən p_1 -ə qədər dərhal azalması baş verir. Təzyiq p_1 qiymətinə çatan kimi sorma klapanı 1 açılır. Bu proses p - V diaqramında 3-4 xəttinə uyğundur. Porşen sağa hərəkət etdikdə, qazın sorulması, yəni p - V diaqramında 4-1 xətti ilə təsvir olunan silindrin işçi boşluğunun qazla dolması izobara prosesi baş verir.

Alınmış qapanmış 1-2-3-4-1 diaqram (şəkil 5.2.2, *a*) porşenli kompressorun işinin **nəzəri indikator diaqramı** adlanır.

Nəzəri indikator diaqramından fərqli olaraq həqiqi indikator diaqramında kompressorun konstruktiv elementlərinin xüsusiyyətləri də nəzərə alınır. Onların təsirlərini qiymətləndirmək üçün həmin p - V koordinatlarında həqiqi indikator diaqramını qurulur (şəkil 5.2.2, *b*).

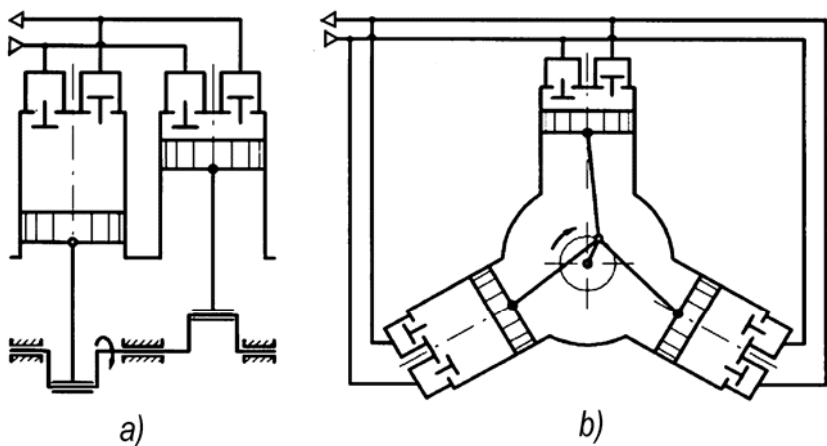
Porşen sağ kənar vəziyyətində olduqda (şəkil 5.2.2, *b*, 1 nöqtəsi) silindrin işçi boşluğunda qaz p_1 təzyiqi altındadır. Porşen sola hərəkət etdikdə, qaz sıxılmağa başlayır. Təzyiq p_2 -yə çatdıqda, basqı klapanı 1 açılmaz. Klapanın açılması üçün basqı kəmərinin və basqı klapanının hidravliki müqavimətini dəf etməkdən ötrü bir qədər artıq 5...10% təzyiq yaratmaq lazımdır (1-2-*a* əyrisi).

Klapan 1 açıldıqdan sonra kompressorun işçi boşluğunda təzyiq bərabərləşir və qaz pistonla basqı boru kəmərinə vurulur (2-3 əyrisi). Porşen klapanlar yerləşən silindrin qapağına kip yaxınlaşa bilmədiyindən (şəkil 5.2.2, *b*, 3 nöqtəsi), qazın hamısını işçi silindrdən çıxarmaq mümkün deyildir. Ona görə də qazın bir hissəsi W_o silindrdə qalır. Basqı təzyiqi p_2 altında qalan qazın tutduğu həcm "**ölü fəzanın həcmi**" adlanır. Bu həcm həqiqətən ziyanlıdır, çünki kompressorun işçi boşluğunu tam istifadə etməyə imkan vermir. 3 nöqtəsi porşenin sol kənar vəziyyətinə uyğundur. Porşen sağa hərəkət etdikdə, ölü fəzadakı qaz, sorma boru kəmərinə p_o təzyiqindən bir qədər az təzyiqə (5...10%) qədər (3-4-*b* əyrisi) genişlənir. Bu, sorma xəttinin və klapanının hidravliki müqavimətini dəf etməklə, sorma klapanının açılması üçün lazımdır. Klapan açıldıqdan sonra təzyiq bərabərləşir və qazın

sorulması sabit p_1 təzyiqində baş verir. $p-V$ diaqramında bu şəkildə alınmış qapalı $1-2-a-3-4-b-1$ əyrisi sadə təsirli porşenli kompressorun **həqiqi indikator diaqramı** adlanır.

Kompressorun işində baş verən bütün qüsurlar (hermetikliyin pozulması, klapanların yayların dağılması, əlavə müqavimətlərinin əmələ gəlməsi və s.) həqiqi indikator diaqramında öz əksini tapırlar, hansılar ki həqiqi indikator diaqramının etalon diaqramı ilə müqayisə edərək aşkarlanırlar.

Porşenli kompressorlarda birtəsirli silindrin tətbiqi onların veriminin və vurma təzyiqinin böyük dərəcəli qeyri müntəzəmliyinə gətirir. Bu səbəbdən sənayedə kompressorlarda iki təsirli və sıra və radial şəkilində yerləşən bir necə birgə işləyən silindrlərdən tətbiq olunur (şəkil 5.2.3). Bu tip kompressorlar çoxsilindrli adlanırlar.



Şəkil 5.2.3. Çoxsilindrli porşenli kompressorlarda silindrlərin sıra (a) və radial (a) şəkilində yerləşdirilməsi

Bir-, iki- və çoxpilləli porşenli kompressorlarının əsas parametrləri və istismar xüsusiyyətləri cədvəl 5.2.1-də verilmişdir.

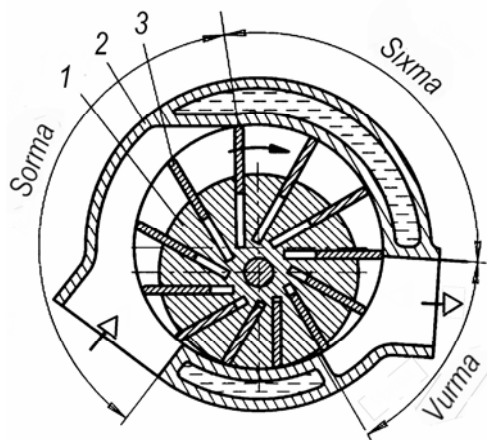
Porşenli kompressorların əsas parametrləri və istismar xüsusiyyətləri

Kompressor	Porşenli		
	birpilləli	ikipilləli	çoxpilləli
Təzyiq, MPa	0,7-yə qədər	1,0-ə qədər	1,0-dən artıq
Sərfi, m ³ /dəq	100-ə qədər		
Qiyməti	Orta		
Vibrasiya	Yüksək		
Səs	Çox yüksək		
Üstünlüklər	100 m ³ /dəq sərtlərə qədər ən səmərəlidirlər və yüksək təzyiqləri təmin edə bilirlər		
Nöqsanlar	Böyük ölçülər, kütləsi və metal tutumu; təzyiq döyüntüsü və sərfin qeyrimüntəzəmliyi, vurulan havanın daxilində yağın mövcudluğu		

5.2.1.3. Rotorlu lövhəli kompressorlar

Rotorlu lövhəli kompressorun iş prinsipi şəkil 5.2.4-də göstərilmişdir. Statorun (gövdənin) 2 boşluğunda yerləşdirilmiş və onun mərkəzi oxuna görə yeri dəyişdirilmiş rotor *1* xarici mühərriklə hərəkətə gətirilir. Kompressorun işçi həcmələri rotorun, statorun və lövhələrin səthləri ilə müəyyənləşir. Lövhələr, rotorun daxilindəki pazların daxilində sərbəst hərəkət edərək, iş zamanı mərkəzdənqaçma qüvvələrin hesabına ilə statorun daxili səthinə

sıxışdırılır. Ekstrensitetin hesabına iş zamanı rotorun fırlanması nəticəsində kompressorun işçi həcmələri dəyişir. İşçi həcmələrinin dəyişməsində şəkil 5.2.4-də göstərilmiş əsas 3 tsikl baş verir. Gövdənin 2 divarların arasında soyuducu su, dövr edərək, kompressorun işi zamanı əmələ gələn istiliyi özü ilə xaric edir.



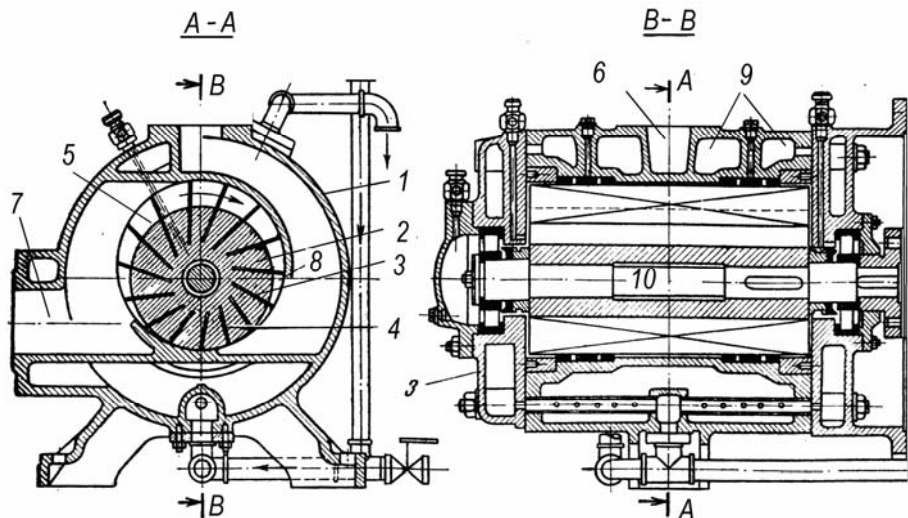
Şəkil 5.2.4. Rotorlu lövhəli kompressorun prinsipial sxemi

1 – rotor; 2 – silindrik gövdə; 3 – lövhə

İkipilləli lövhəli kompressorun birinci pilləsinin konstruksiyasının sxemi şəkil 5.2.5-də verilmişdir. Kompressorun silindrik gövdəsində 1 onun daxili səthinə nəzərən eksentrik yerləşdirilmiş rotor 2 fırlanır. Rotorun gövdəsində bütün uzunluğu boyu radial və ya fırlanma tərəfinə maili pazlar (oyuqlar) 3 açılmışdır. Həmin pazlarda sərbəst sürüşən, qalınlığı 1...3 mm olan polad lövhələr 4 yerləşdirilir.

Rotor fırlandıqda, mərkəzdənqaçma qüvvəsinin təsiri altında lövhələr sürüşüb pazlardan çıxaraq, gövdənin daxili silindrik səthinə və onun yan qapaqlarına kip sıxılmaqla, gövdə və rotor arasındakı oraşşəkilli fəzanı qapalı kameralara 5 bölür. Kameraların həcmələri sorma qol borusundan 7 başlayaraq fırlanma istiqamətində öncə artır, sonra isə azalır. Rotorun hər bir

dövründə lövhələr pzlardan çıxır və onlara qayıdırlar. Beləliklə, sorma borusu ilə genişlənmiş kameralara daxil olan qaz sıxılır və vurma borusuna 6 ötürülür. 8 nöqtəsində sıxma qurtarır, kameralar basqı fəzasından ayrılır. Kameralarda qalmış qalıq qaz genişləndikdən sonra, artan həcm sayəsində kameralar yenidən sorulan qazla dolur və tsikl təkrar olunur.



Şəkil 5.2.5. İkipilləli lövhəli kompressorun birinci pilləsinin konstruksiyasının sxemi

- 1 – silindrik gövdə; 2 – rotor; 3 – maili yarıqlar; 4 polad lövhəcik;
5 – qapalı kameralar; 6 – vurma qol borusu; 7 – sorma qol borusu;
8 – sıxmanın qurtardığı nöqtə; 9 – su köynəyi; 10 – val

Təcrübədə əldə edilən sıxma dərəcəsi 3...4-ə bərabərdir. Lövhələrin sayı, adətən, 20-dən az olmur. Bu kompressorları bir- və ikipilləli hazırlayırlar. Birpilləli kompressorlarda basqı təzyiqi (0,25...0,5) MPa-dan, ikipilləlidə isə (0,8...1,5) MPa-dan çox olmur. Kompressorun gövdəsi su köynəyi ilə 9 təchiz olunur. Qazın səlis vurulması lövhəli kompressorların üstün cəhətidir. Bu kompressorlardan vakuum yaratmaq üçün də istifadə edilə bilər.

Bir- və ikipilləli rotorlu lövhəli kompressorların əsas parametrləri və istismar xüsusiyyətləri cədvəl 5.2.2-də verilmişdir.

Cədvəl 5.2.2

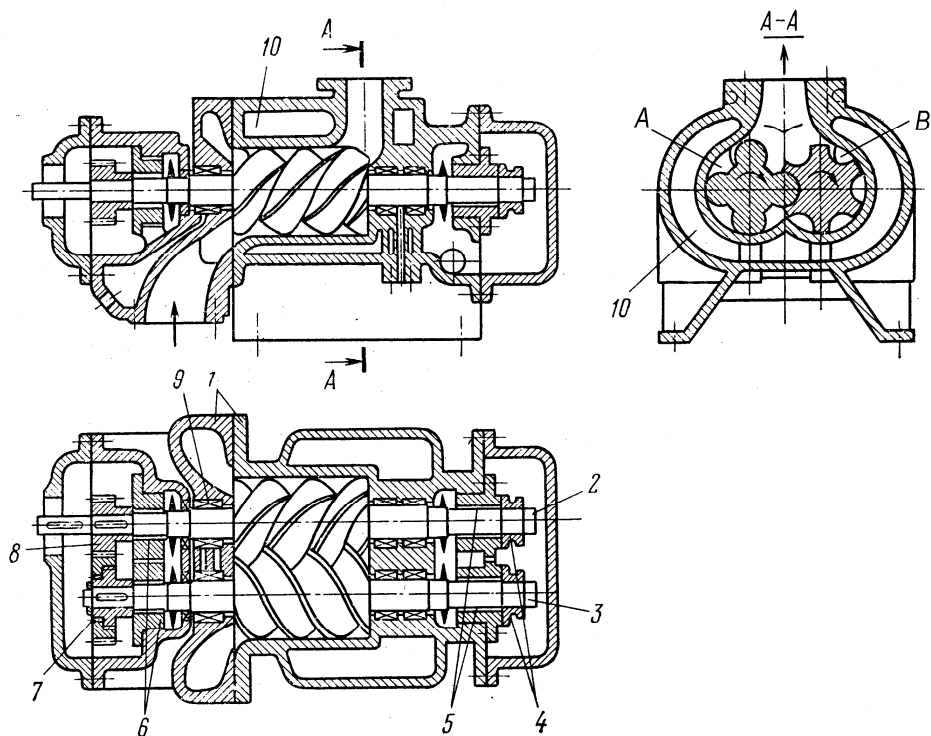
Rotorlu lövhəli kompressorların əsas parametrləri və istismar xüsusiyyətləri

Kompessor	Lövhəli	
	birpilləli	ikipilləli
Təzyiq, MPa	0,5-yə qədər	1,5-ə qədər
Sərfi, m ³ /dəq	2...1000	
Qiyməti	Orta	
Vibrasiya	Alçaq	
Səs	Alçaq	
Üstünlüklər	Yığcamdırlar, az metal tutumludurlar, sərfləri və vurulan təzyiqlər nisbətən müntəzəmdir	
Nöqsanlar	Aşağı faydalıdırlar, işçi mexanizmlərinin yüksək yeyilməsinə malikdirlər, vurulan havanın daxilində yağın mövcudluğu	

5.2.1.4. Vintli kompressorlar

Vintli kompressor (şəkil 5.2.6) biri aparıcı 2 digəri isə aparılan 3 olan, gövdədə 1 kiçik araboşluğu ilə əks istiqamətlərdə fırlanan, paralel oxlu və bir-biri ilə silindrik dişli çarxlarla 7 və 8

əlaqələndirilmiş iki rotordan ibarətdir. Rotorlara az saylı (3...6) iri modullu xüsusi profilli dişləri olan vintli çarxlar kimi baxmaq olar.



Şəkil 5.2.6. Soyudulan gövdəli vintli kompressorun konstruksiyasının sxemi:

1 – gövdə; 2 – aparıcı rotor; 3 – aparılan rotor; 4 – söykənmə yastıqlar; 5, 6 – dayaq yastıqları, 7, 8 – əlaqələndirilmiş dişli çarxlar; 9 – kipləşdiricilər; 10 – soyutmaq üçün boşluqlar (köynəklər)

Bir rotorun dişləri qabarıq, digərininki isə batıq profilli olur. Qazı sorma və vurma pəncərələri gövdənin əks tərəflərindəki küncələrində yerləşirlər; qaz kompressorun içində diaqonal istiqamətdə hərəkət edir. Rotorlar fırlandıqda *A* və *B* boşluqları öncə sorma pəncərəsilə əlaqələnir və qazla dolurlar.

Sonrakı fırlanmada bu əlaqə kəsilir və dişlərin kontakt xətti ox istiqamətində yerini dəyişərək, sorulmuş qazı növbəti sorulan qaz paylarından ayırır. Bu zaman A boşluğunun həcmnin dəyişməsi hesabına qazın sıxılması baş verir; B boşluğunun həcmi cüzi dəyişir. Rotorların müəyyən vəziyyətində boşluqlar vurma pəncərəsi ilə əlaqələnir və sıxılmış qaz vurulur.

A boşluğunun prosesin əvvəlində və sonundakı həcmliəri nisbətindən asılı olan qazı sıxma dərəcəsi müasir maşınlarda $s = 12...15$ -ə çatır, onların məhsuldarlığı isə $8 \text{ m}^3/\text{san}$ -dən artıqdır. Rotorların fırlanma tezlikləri $10^3...10^4$ dövr/dəq. hədlərində, çevrəvi sürətləri isə 150 m/san -dən çox olduğundan vintli nasoslar kifayət qədər yüngül və yığcam maşınlardır. Digər rotorlu kompressorlar kimi vintli kompressorlar da daxili yağlanması olmadan işləyir, deməli sıxılan qazı çirkləndirmir. Vintli kompressorlar bir- və ikipilləli olmaqla, yaratdıqları basqı uyğun olaraq $0,4$ və $1,15 \text{ MPa}$ -a çatır (cədvəl 5.2.3).

Vintli kompressorlar soyudulma üsuluna görə quru sıxma və yağla doldurulmuş tiplərində ola bilərlər. Quru sıxma maşınlarında qaz gövdədəki köynəklərin köməyi ilə, eləcə də aralıq və son istidəyişdiricilərlə soyudulur. Yağla doldurulmuş kompressorlarda vintlərin işçi boşluqlarına yağ və ya su püskürdülməsi ilə qaz soyudulur.

Cədvəl 5.2.3

Vintli kompressorların əsas parametrləri və istismar xüsusiyyətləri

Kompressor	Vintli	
	birpilləli	ikipilləli
Təzyiq, MPa	0,4-yə qədər	1,15-ə qədər
Sərfi, $\text{m}^3/\text{dəq}$	16...500	

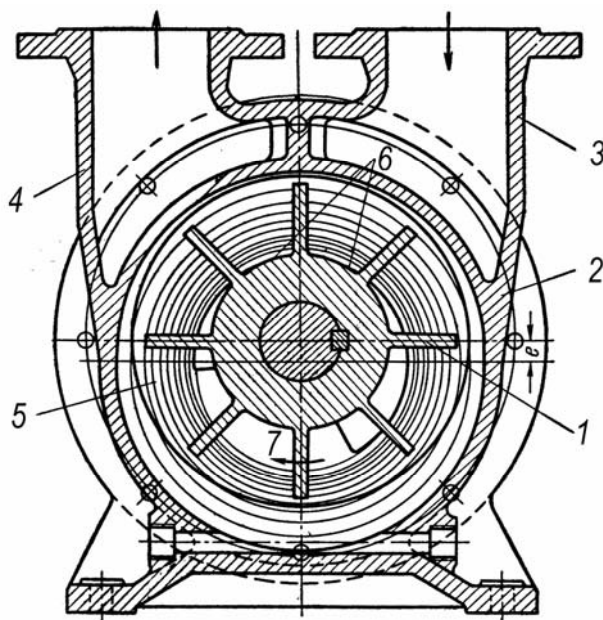
5.2.3 cədvəlin davamı

Qiyməti	Yüksək
Vibrasiya	Alçaq
Səs	Çox yüksəkdir
Üstünlüklər	Yığcamdırlar, etibarlıdırlar, faydalıdırlar, sürətlidirlər, sərfələri və vurulan təzyiqlər müntəzəmdirlər, vurulan havanın tərkibində yağ mövcud deyil
Nöqsanları	İstehsalının mürəkkəbliyi

5.2.1.5. Maye halqalı kompressorlar

Maye halqalı kompressor içində eyni ölçülü, az sayda sərt bərkidilmiş müxtəlif formalı radial kürəkləri olan və eksentrikli e yerləşdirilmiş rotor 1 və fırlanmayan silindrik gövdədən 2 (şəkil 5.2.7) ibarətdir. Maşının gövdəsi təqribən yarıya qədər maye ilə doldurulur.

Rotor fırlandıqda maye kürəklərlə gövdənin divarlarına atılır və onun səthində fırlanan maye halqa əmələ gəlir. Sonuncunun səthi ilə rotor arasında kürəklərlə ayn-ayrı kameralara 7 bölünən, sərbəst oraq şəkilli fəza yaranır. Qaz sorma borusundan 3 daxil olur və sonrakı yerdəyişmədə kameraların sərbəst həcmələrinin fasiləsiz azalması sayəsində sıxılaraq, vurma borusu 4 ilə basqı xəttinə atılır. Kompresor qurğusu qazla aparılan mayeni ayırıcısı tutumla və ayrılmış mayeni sorma xətti ilə əlaqələndirən boru ilə təchiz olunur. Beləliklə, baxılan kompressorun iş prinsipi lövhəli kompressor maşıninkına oxşayır, ancaq statorun daxili səthinin rolunu burada maye halqası yerinə yetirir. Qeyd etmək lazımdır ki, maye halqası qazın təzyiqlər fərqi nəticəsində sorma zonasında basqı zonasına nisbətən daha qalın olur.

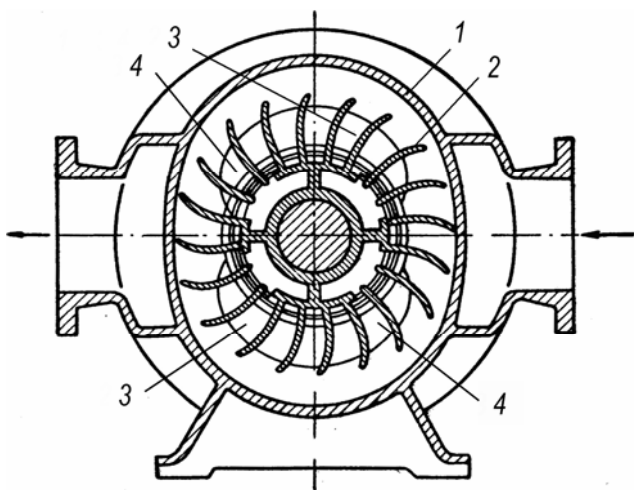


Şəkil 5.2.7. Maye halqalı birtəsirli (sadə təsirli) kompressorun konstruktiv sxemi:

1 – lövhəli rotor; *2* – gövdə; *3* – sorma borusu ; *4* – vurma borusu;
5 – mayeli həlqə; *6* – aralıq zonası *7* – kameralar

Şəkil 5.2.8-də ikitəsirli maye halqalı kompressorun sxemi verilmişdir. Oval formalı gövdədə *1* qabağa əyilmiş kürəkləri *2* olan rotor fırlanır. Qaz *3* pəncərəsindən sorulur və *4* pəncərəsi ilə vurulur, özü də kompressorun üst və alt yarısı paralel işləyirlər.

Bu maşınlar sadə quruluşlu, işdə etibarlı və tozlu qazların sıxılmasında yararlı olduğundan, FİƏ-nin aşağı (0,40...0,45) qiymətlərinə baxmayaraq, geniş tətbiq tapmışlar. Sıxılan qazın kimyəvi xassələrindən asılı olaraq, işçi maye kimi su, yağ, civə, turşu və s. işlədilə bilər. Maye halqalı kompressorlar həm qazları 0,15...0,18 MPa təzyiqə qədər sıxmaq, həm də vakuum-nasoslar kimi istifadə edirlər.



Şəkil 5.2.8. Maye halqalı ikitəsirli kompressorun konstruksiyasının sxemi:

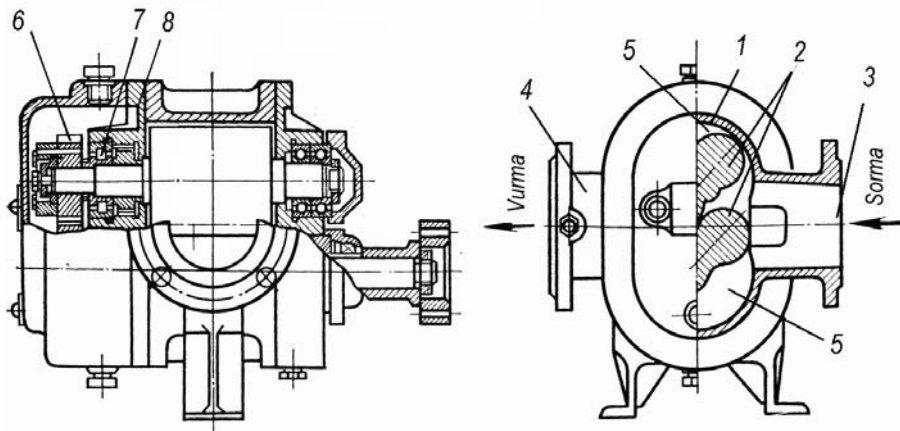
1 – gövdə; 2 – kürəklər; 3 – sorma pəncərə; 4 – vurma pəncərə

5.2.1.6. İki fırlanan porşenli kompressorlar

İki fırlanan porşenli kompressorlar (şəkil 5.2.9) sorma 3 və vurma 4 borularla təchiz edilmiş elliptik formalı silindrik gövdədən 1 ibarətdir. Gövdənin içində əks istiqamətlərdə səkkizlik formalı (sikloidal profilli dişlər), bir-biri ilə və gövdənin daxili səthi ilə kip təmasda olan, iki simmetrik yerləşdirilmiş porşenlər (rotorlar) 2 fırlanırlar. Fırlanan porşenlərin forması müxtəlif ola bilər (şəkil 5.2.10). Onlardan biri elektrik mühərriki ilə hərəkətə gətirilir (aparıcı), ikincisi (aparılan) isə birinci ilə ötürmə ədədi vahid olan dişli çarxla 6 əlaqələndirilir. Porşenlər fırlandıqda iki təcrid olunmuş kameralar 5 əmələ gətirirlər: onlardan birində sorma, digərində isə vurma prosesləri baş verir.

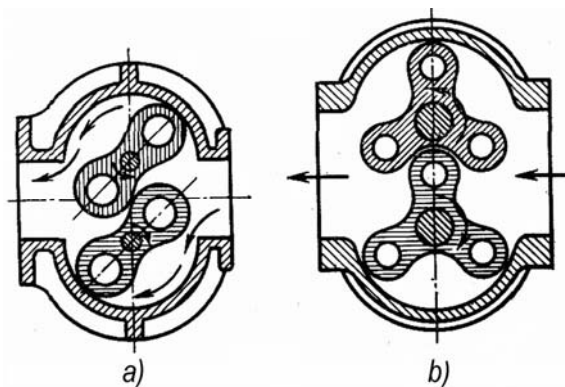
Qaz kompressora sorma qol borusu 3 ilə daxil olur, qapalı həcmi 5 doldurur və porşenlə gövdənin daxili səthi boyu həcmi dəyişmədən yerini dəyişir. Vurma qol borusuna 4 çatdıqda qaz

sıxılaraq, basqı boru kəmərinə atılır. Kompresorun sıxma dərəcəsi 1,8...2,0-ə, məhsuldarlığı isə 1,5 m³/san.-yə çatır. Adətən, bu maşınlar qaz üfürücüləri kimi istifadə olunur.



Şəkil 5.2.9. Rotorlu iki fırlanan porşenli kompressorun konstruksiyasının sxemi:

1 – silindrik gövdə; 2 – rotorlar; 3 – sorma borusu; 4 – vurma borusu; 5 – qapalı həcmilər; 6 – dişli çarxlar; 7 – yastıqlar; 8 – yan qapaq



Şəkil 5.2.10. Fırlanan porşenlərin növləri:

a – səkkizlik formalı; *b* – üçbucaq (RUTS) formalı

5.2.1.7. Membranlı kompressorlar

Membranlı kompressorlar həcmi təsirli maşınlar olmaqla, qazın həcmnin dəyişməsi rəqsi hərəkət edən membran vasitəsilə həyata keçirilir. Membran əyilərək, qazı sorur və vurur. Membran qazı tam təcrid etməklə, ona yağ və su düşməsinin qarşısını alır. Ona görə də, bu tip kompressorlar yüksək təmizlikli qaz tələb olunduqda tətbiq olunurlar. Onlar oksigen, fltor, xlor və digər qazların sıxılmasında, yəni kompressor boşluğunun tam kipliyi lazım gəldikdə tətbiq tapmışlar.

Membranlı kompressorlarda membranın böyük səthli olması(bəzən, daha intensiv soyutma üçün diskin altına su ilə soyudulan ilanvarı boru yerləşdirilir) və kiçik ölü boşluğun yaranması səbəblərindən sıxılan qazın intensiv soyuması baş verdiyindən, bir pillədə yüksək sıxma dərəcəsi əldə edilir. Belə ki, üçpilləli membranlı kompressorlarda 100 MPa-a qədər təzyiq yaradılır.

Valın alçaq dövrlər sayı, böyük qabariti və kütləsi, membranın az uzunömürlüyü membranlı kompressorların çatışmazlıqlarıdır.

Cədvəl 5.2.4

Membranlı kompressorların əsas parametrləri və istismar xüsusiyyətləri

Kompressor	Membranlı		
	birpilləli	ikipilləli	çoxpilləli
Təzyiq, MPa	0,4-ə qədər	0,7-yə qədər	0,7-dən artıq
Sərfi, m ³ /dəq	1,0-ə qədər		
Qiyməti	Kiçikdir		

5.2.4 cədvəlin davamı

Vibrasiya	Yüksəkdir
Səs	Yüksəkdir
Üstünlüklər	Səmərəlidirlər və yüksək təzyiqləri təmin edə bilirlər
Nöqsanlar	Böyük ölçülər, kütləsi və metal tutumu; təzyiq döyüntüsü və sərfin qeyrimüntəzəmliyi

Həcmi (porşenli və rotorlu) və dinamik (mərkəzdənqaçma və oxlu) kompressorların əsas parametrlərini və istismar xüsusiyyətlərini müqayisə etmək üçün 5.2.1...5.2.4 cədvəllərdən əlavə dinamik növlü kompressorların əsas xassələri cədvəl 5.2.5-də verilmişdir.

Cədvəl 5.2.5

Mərkəzdənqaçma və oxlu kompressorların əsas parametrləri və istismar xüsusiyyətləri

Kompressor	Mərkəzdənqaçma			Oxlu
	bir-pilləli	iki-pilləli	çox-pilləli	
Təzyiq, MPa	0,4-ə qədər	2,0-yə qədər	10-a qədər	10-a qədər (artıq sifarişlə)
Sərfi, m ³ /dəq	16 ...30 000			400-dən artıq
Qiyməti	Yüksək			Yüksək
Vibrasiya	Alçaq			Alçaq
Səs	Alçaq (akustik filtrlərlə)			Alçaq (akustik filtrlərlə)

5.2.5 cədvəlin davamı

Üstünlüklər	Yüksək etibarlıdırlar, itigedişlidirlər, vurulan qazda yağ mövcud deyil	Yüksək etibarlıdırlar, itigedişlidir, faydalıdırlar, praktiki olaraq, vurulan qazda yağ mövcud deyil sürətlidirlər,
Nöqsanlar	200 m ³ /dəq az sərtlərdə qeyri faydalıdırlar	İş rejiminin geniş qeyri dayanaqlıq intervalı, 400 m ³ /dəq az sərtlərdə qeyrifaydalıdırlar

5.2.2. Pnevmatik mühərriklər

Qidalanma mənbələri istisna olmaqla işləmə prinsipi və konstruksiyalarına görə pnevmatik sistemlərin elementləri hidravlik sistemlərin elementlərinə oxşardır, və çox vaxt hər iki sistemlərdə bu elementlərin eyni növləri tətbiq olunur.

Sıxılmış havanın enerjisinin mexaniki işə çevrilməsi bu sistemlərdə həcmi pnevmatik mühərriklərin fırlanma (pnevmatik motorlar) və xətti (pnevmatik güc silindrlər) hərəkətləri ilə həyata keçirilir. Nadir hallarda pnevmatik döndəricilərdən (pnevmatik moment silindrlər) istifadə olunur.

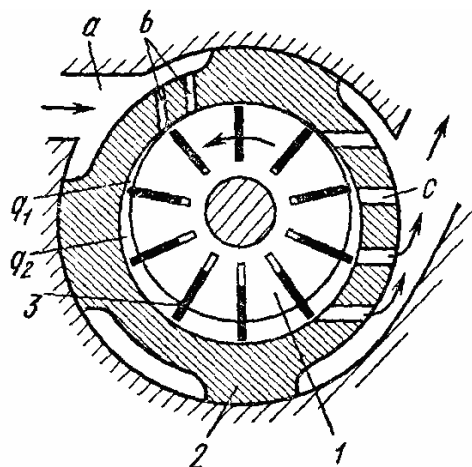
Həcmi pnevmatik mühərrik dedikdə növbə ilə işçi kameranın işçi qazla dolması və onun işçi kameradan sıxışdırılıb çıxarılması nəticəsində baş verən enerji çevrilməsini yerinə yetirən mühərriklər başa düşülür.

5.2.2.1. Pnevmatik motorlar

Konstruktiv xüsusiyyətlərinə görə həcmi pnevmatik motorlar lövhəli, dişli çarxlı, membranlı, vintli və porşenli ola bilərlər. Bunlardan lövhəli və dişli çarxlı maşınlar ən geniş tətbiq olunur.

Şəkil 5.2.11-də tipik fırlanma hərəkətli lövhəli mühərrikin

(pnevmatik motorun) konstruktiv sxemi göstərilib.



Şəkil 5.2.11. Lövhləli pnevmatik motorun konstruktiv sxemi:

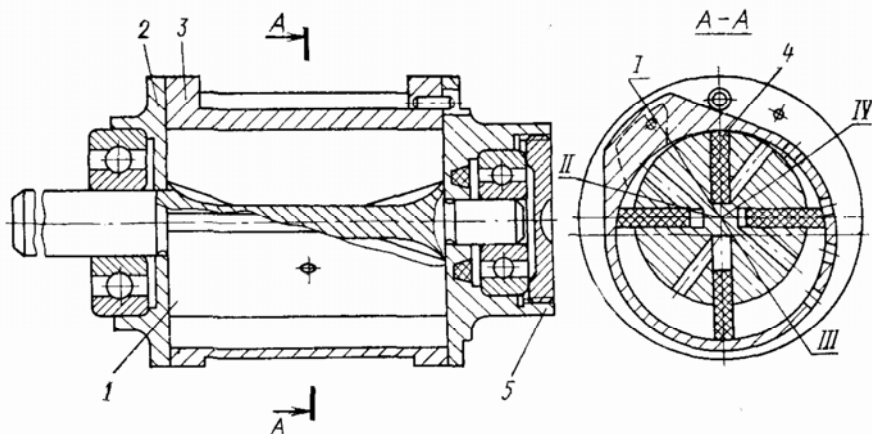
1 – rotor; 2 – stator; 3 – lövhələr

Sıxılmış hava pnevmatik motorun gövdəsindəki a kanalı vasitəsilə daxil olur, daha sonra statordakı 2 dəlikdən b iki qonşu lövhə 3, statorun 2 və rotorun 1 səthləri ilə əmələ gətirdikləri motorun müvafiq işçi kamerasına gəlir və, bu kameradakı lövhələrə təsir edərək, fırlatdırıcı momenti yaradır. Rotorun fırlanması nəticəsində pnevmatik motorun doldurulan kamerası statorun kanalların qidalanma pəncərəsi b ilə “ayrıldıqdan” sonra onun sıxılmış hava doldurulması dayandırılır. Rotorun sonrakı fırlanması zamanı kameraların həcmi artır ($q_1 < q_2$), genişlənən hava onu məhdudlaşdıran lövhələrə təsir etməkdə fırlanan momentini artırır. Kameranın statorun 2 çıxış c kanalları ilə birləşməsi zamanı qismən genişlənən hava atmosfərə xaric olunur.

Pnevmatik motorun sürəti onun gövdəsindəki statorun 2 döndərilməsi yolu ilə tənzimlənir ki, işçi kameraların qidalanma dəlikləri b ilə birləşmə müddəti və bununla da kameraların sıxılmış hava ilə dolma dərəcəsi dəyişir. Tənzimləmə işçi qaz axınının qarşısı alınmaqla həyata keçirilən belə pnevmatik mühərriklər

(pnevmatik intiqal) *ayırma üsulu ilə tənzimlənən* pnevmatik mühərriklər (pnevmatik intiqallar) adlandırılır, və ayırma üsulu dedikdə hələ işçi kameranın həcmnin artdığı anda pnevmatik mühərrikə işçi qazın ötürülməsinin dayandırılması başa düşülür.

Şəkil 5.2.12-də bir istiqamətli (revers olunmayan) lövhəli pnevmatik motorun konstruksiyasının sxemi verilmişdir. Onun əsas texniki parametrləri: nominal güc $N_{nom} = 0,09...2,65$ kVt; dövrlər sayı nominal gücdən asılı olaraq $n_{nom} = 67...284$ dövr/san qədər; lövhələrin sayı $z = 4; 5; 6$; motorun girişindəki havanın təzyiqi $p_{nom} = 0,4$ MPa; havanın sərfi $Q_{nom} = 0,2...2,1$ m³/dəq-dir.



Şəkil 5.2.12. Bir istiqamətli (revers olunmayan) lövhəli pnevmatik motorun konstruksiyasının sxemi:

Havanın: *I* – daxilinin başlanğıcı; *II* – daxilinin sonu;

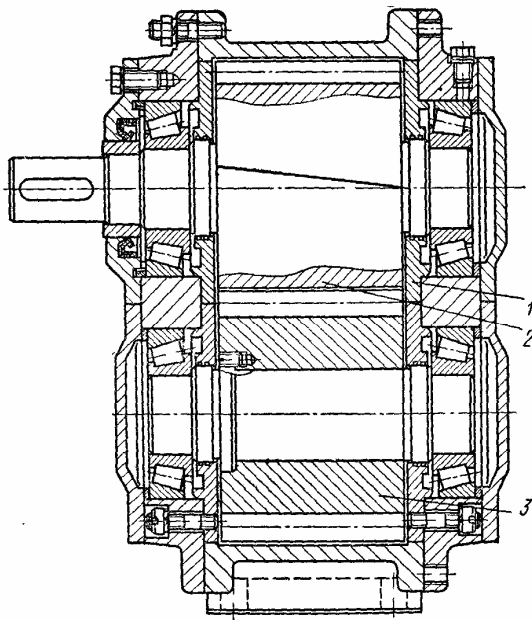
III – tərklənməsinin başlanğıcı; *IV* – tərklənməsinin sonu;

I – rotor; 2, 5 – qapaqlar; 3 – stator; 4 – tekstolitdən hazırlanmış lövhələr

Pnevmatik mühərrikin işi havanın atmosfer təzyiqinə yaxın tam genişlənməsinə qədər də davam edə bilər, lakin real maşınlarda *qismən* genişlənmə tətbiq olunur, belə ki, havanın tam genişlənmə nəticəsində onun temperaturun əhəmiyyətli dərəcədə aşağı düşməsi, maşının ölçülərinin böyüməsi və hava kanallarının

donmasına gətirir.

Şəkil 5.2.13-də dişli çarxlı tipli pnevmatik motorun konstruktiv sxemi təqdim olunub ki, valları diyircəkli yastıqlarda quraşdırılmış bir cüt çəpdişli çarxlardan 2 və 3 ibarətdir (dişlərin meyl dərəcəsi $6...8^\circ$).



Şəkil 5.2.13. Dişli çarxlı pnevmatik motorun konstruktiv sxemi :

1 – yan disklər; 2, 3 – dişli çarxlar

Zəif yağlanma şəraitində işin təmin edilməsi üçün antifriksion materialdan hazırlanmış yan disklərdən 1 istifadə olunur. Pnevmatik motorun işi zamanı dişli çarxların yağlanması sıxılmış hava axınına avtomatik yağlayıcı vasitəsilə yağı ötürməklə həyata keçirilir. Bu avtomatik yağlayıcı xüsusi idarəedici kranla pnevmatik motorun gövdəsindəki kanallarla rotorlar blokuna çatdırılan (şəkildə göstərilməyib).

Dişli çarxlı pnevmatik motorun əsas texniki parametrləri:

nominal güc: çəpdişli motorlar üçün $N_{nom} = 2,2...30$ kVt; şevron dişli motorlar üçün $N_{nom} = 15...55$ kVt; dövrlər sayı nominal gücündən asılı olaraq $n_{nom} = 15...50$ dövr/san qədər; motorun girişində havanın təzyiqi $p_{nom} = 0,4$ MPa; motorun 1 kVt-na gətirilmiş havanın sərfi $Q = 0,9...1,4$ m³/(dəq·kVt)-dir.

Pnevmatik motorların konstruksiyalarında maksimal sürətini məhdudlaşdıran mərkəzəqaçma tipli avtomatik qurğular da tətbiq olunur.

Pnevmatik motorun valında hesablanmış fırladıcı momentinin M orta qiyməti aşağıdakı bərabərlik ilə hesablanı bilər:

$$M = \frac{N}{2\pi n}, \quad (5.2.1)$$

haradakı N – hesablanmış güc; n – fırlanma tezliyidir.

Əgər $N = \Delta p Q = \Delta p q n$ ilə əvəz etsək, alırıq:

$$M = \frac{\Delta p q}{2\pi}, \quad (5.2.2)$$

burada Δp – indikator diaqramına əsasən hesablanmış təzyiqin orta dəyişməsi; q – motorun işçi həcmidir.

Təzyiq düşküününün təxmini hesablamalar üçün sahəsi indikator diaqramının sahəsinə bərabər olan düzbucaqlının hündürlüyünə bərabər götürmək olar.

Pnevmatik motorun rotorunun fırlanma sürəti adətən sıxılmış hava sərfinin giriş magistralına daxil olan drossel vasitəsilə dəyişməsi ilə, fırlanan moment isə təzyiq tənzimləyicisi (reduktor) ilə təzyiqin dəyişməsi vasitəsilə tənzimlənir.

5.2.2.2. Porşenli pnevmatik silindrlər

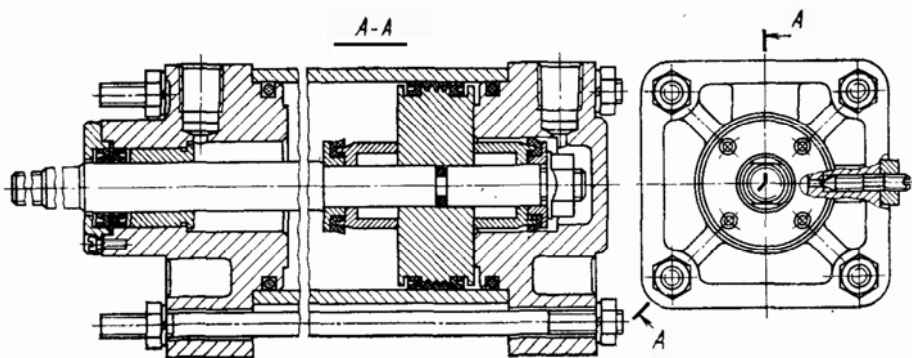
İrəliləmə hərəkətli çıxış bəndləri olan pnevmatik silindrlər aşağıdakı növlərə bölünürlər:

- porşenli;
- membranlı;
- silfonlu;
- kameralı;
- şlanqlı (xortumlu) və s.

Pnevmatik silindrlərdən ən geniş yayılmış növü **porşenli silindrlərdir**. Onlar ikimövqeli və çoxmövqeli, bir və iki təsirli, birtərəfli və ikitərəfli ştoklu olurlar.

Bir təsirli pnevmatik silindrlərdə sıxılmış hava porşenə yalnız bir istiqamətdə təsir edə bilər, porşen ştokla birlikdə əks istiqamətdə hərəkətini xaricdən təsir edən qüvvələrlə və ya yayla yerinə yetirilir.

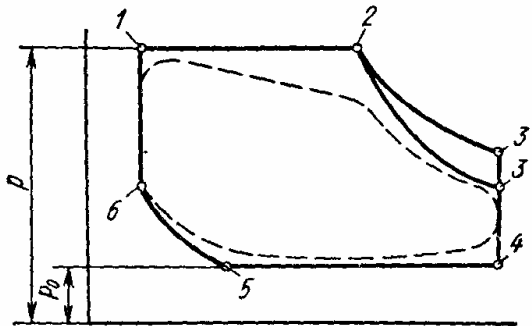
İki təsirli pnevmatik silindrlərdə porşen ştokla birlikdə hər iki tərəfə sıxılmış havanın təsiri ilə baş verir. Bu tip pnevmatik silindrlər sənayedə geniş tətbiq olunur (şəkil 5.2.14).



Şəkil 5.2.14. İki təsirli tormozlanan birtərəfli ştoklu pnevmatik silindrin konstruksiyası

Şəkil 5.1.15-də pnevmatik silindrin dolması magistral sabit təzyiqində p , axıtması isə $p_c = p_o$ atmosfer təzyiqində baş verən ideallaşdırılmış prosesin indikator diaqramı göstərilmişdir. Porşenin yerdəyişməsinin 1–2 sahəsində silindr sıxılmış hava ilə

dolur; 2 nöqtəsində qidalandırılma dayanır və havanın genişlənməsi prosesi başlayır (2–3 adiabat üzrə genişlənməyə uyğundur, 2–3' isə izoterm əyrisi üzrə genişlənməyə uyğundur); 3 (və ya 3') nöqtəsində silindr atmosfer ilə birləşir və təzyiq anı olaraq p_o atmosfer təzyiqinə qədər enir ki (nöqtə 4), silindrdən hava sıxışdırılıb çıxarılır; 5 nöqtəsində silindr atmosferdən təcrid olunur və orada qalan hava p' təzyiqinə kimi sıxılır; 6 nöqtəsində silindr yenidən işçi magistralla əlaqələninir və orada təzyiq dərhal p təzyiqinə qədər artır, sonra proses təkrarlanır.



Şəkil 5.2.15 Pnevmatik silindrin nəzəri (bütöv xətt) və həqiqi (qırıq-qırıq xətt) indikator diaqramları

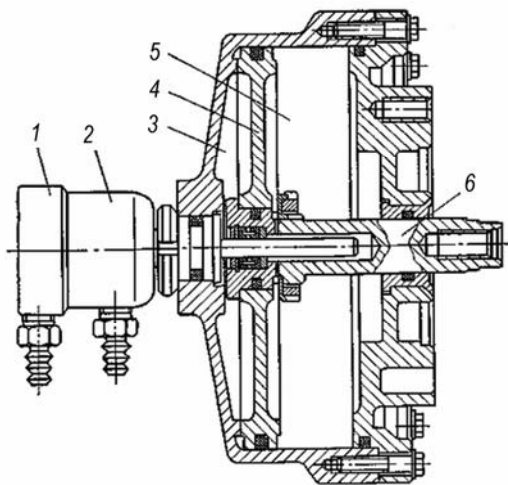
Həqiqi proses təsvir olunmuş ideallaşdırılmış prosesdən fərqlənir. Xüsusilə doldurulmanın təzyiq əyrisi absis oxuna ciddi paralel deyil, ona meyillidir (5.2.15-ci şəkildə qırıq-qırıq xətlə təsvir olunub). Həmçinin, porşenin hərəkət vaxtı o titrəyir. Bundan əlavə, silindrin dolması zamanı təzyiqin artması, eləcə də boşalması zamanı təzyiqin düşməsi ani baş vermir. Yəni bu proseslər, silindrin “ölü” həcmnin daxil olmaqla müxtəlif faktorlardan asılı olaraq müəyyən müddət ərzində baş verir.

Silindrlərdə təzyiqin rəqsi (“titrəməsi”) qonşu silindrlərdə baş verən proseslərin təsiri ilə də əmələ gəlir. Sonuncu onunla şərtlənir ki, hava paylayıcıları adətən işçi magistralla eyni vaxtda bir neçə silindr əlaqələndirilməsi ilə həyata keçirilir, və bu zaman silindrlərdən birində dolma prosesi başa çatdığı halda, digərində

dolma prosesi yenidən başlayır. Bunun nəticəsində hava daha yüksək təzyiqli silindrdən aşağı təzyiqli silindrə axır ki, bu da orta indikator təzyiqin titrəməsinə səbəb olur.

Bununla əlaqədar ideallaşdırılmış indikator diaqram pnevmatik mühərrikin sıxılmış hava itkisinin nəzərə alınmadığı yuxarı effektivlik sərhədini (onun mümkün maksimal faydalı işini) verir. Faktiki indikator diaqramın sahəsinin (diaqramın sadələşdirilmiş görünüşü nöqtəli ştrixlənmə ilə qeyd olunub) ideallaşdırılmışın sərhədinə nisbəti pnevmatik motorun keyfiyyətini xarakterizə edir və indikator diaqramın *doluluq əmsalı* adlanır.

Sənaye robotlarında, metalkəsən dəzgahlarında və müxtəlif manipulyatorlarda emal olunan hissələrin sıxıcılarında xüsusi konstruksiyalı **fırlanan pnevmatik silindrlərdən** geniş tətbiq olunur (şəkil 5.2.16).

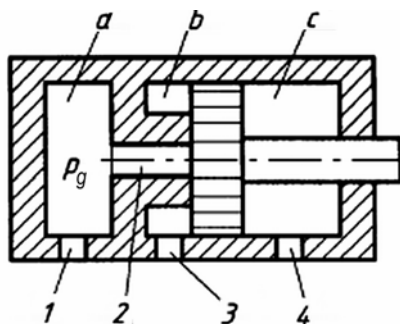


Şəkil 5.2.16. Fırlanan pnevmatik silindrin konstruksiyası

Onların ştokları bütöv və ya içiboş olur. Torna dəzgahında fırlanan pnevmatik silindr istifadə etdikdə o dəzgahın şpindelinin arxa ucunda yerləşdirilir və şpindellə birlikdə fırlanır. Sıxılmış

hava silindrə xüsusi mufta ilə daxil olur. Silindr fırlanma hərəkətində olduqda hava kəmərləri ilə birləşdirilən muftanın gövdəsi 2 və qapağı 1 tərپənməzdirlər. Silindrin boşluqlarının birinə (3 və ya 5) verilən havanın təzyiqi ilə porşendə 4 yaranan qüvvə ştokla 6 sıxaca ötürülür. Sıxacının konstruksiyasından asılı olaraq hissənin sıxılması zamanı qüvvə dartıcı və ya itələyici ola bilər. Sıxılmış hissənin boşalması porşenin əks hərəkətində baş verir.

Bir sıra texnoloji əməliyyatların (şamplama, dəliklərin açılması, damğalanma və s.) yerinə yetirməsində zərbəli qüvvənin təsiri lazım olur. Bu hallarda **zərbəli** (vurucu təsirli) **pnevmatik silindrlərdən** istifadə olunur. Onların birinin konstruksiyasının prinsipial sxemi şəkil 5.2.17-də və konstruksiyasının sxemi şəkil 5.2.18-də göstərilmişdir.

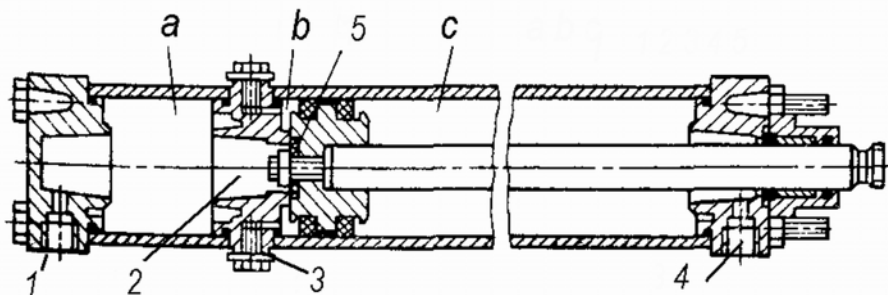


Şəkil 5.2.17. Zərbəli pnevmatik silindrin prinsipial sxemi

a – resiver; b – porşen tərəfdəki boşluq;
 c – ştok tərəfdəki boşluq; 1, 2, 3, 4 – dəliklər

Silindrə 3 boşluq (a , b və c) mövcuddur. Basqı pnevmatik xətlə 1 daimi birləşən silindrin a boşluğu resiver rolunu daşıyır. İlk vəziyyətdə silindrin b boşluğu 3 sayılı kanal ilə atmosferlə birləşir, c boşluğu isə bu zaman kanal 4 vasitəsilə p_g təzyiqi olan basqı xətlə əlaqədə olur. Bu vəziyyətdə porşenin işçi sahələrinin

fərqinə görə o, 2 saylı dəliyi bağlayaraq, gövdənin yəhərinə sıxılır. İşçi addımı yerinə yetirmək üçün c boşluğu atmosferlə birləşdirilir, c boşluğun 3 saylı kanalı isə bağlanır və bunun nəticəsində porşen, 2 saylı dəliyi açaraq, sağ istiqamətə doğru hərəkətə başlayır. Dəlik 2 açıldıqdan sonra giriş təzyiqi p_g , porşenin tam işçi səthinə təsir edərək, porşenə sol tərəfdən təsir edən qüvvəni birdən artırır və porşen əhəmiyyətli dərəcədə təcillə hərəkət edir. Porşenin gövdəyə zərbənin azaltması üçün silindrin konstruksiyasında nəzərdə tutulmuş tərtibatla gedişinin sonunda 4 saylı kanal bağlanır və bununla c boşluğunda qapanmış havanın sıxılmasının nəticəsində porşen zərbəsiz dayanır.



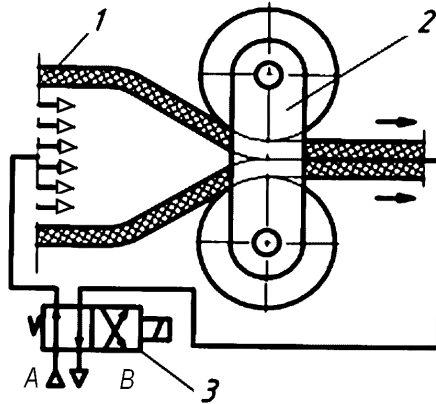
Şəkil 5.2.18. Resiverli zərbəli pnevmatik silindrin konstruksiyasının sxemi:

işarələr şəkil 5.2.17-də kimidir, 5 – porşen

İrəliləmə hərəkətli pnevmatik silindrlər qrupuna şlanqlı pnevmatik mühərrikləri də aid etmək olar (şəkil 5.2.19).

Şlanqlı pnevmatik mühərriklər transportyor mexanizmlərində 10 m məsafəyə qədər kiçik kütləli mexanizmlərin yerdəyişməsi üçün tətbiq olunur. Nəql olunan arabanın rolidləri 2 elastik şlanqın 1 üzərində onu kip sıxışdırmış vəziyyətdə yerləşdirilir. Sıxılmış havanı təzyiq altında şlanqın bir tərəfindən verdikdə və digər tərəfi atmosferlə birləşdirildikdə (3 saylı pnevmatik paylayıcının A vəziyyəti) genişlənən havanın təsiri ilə

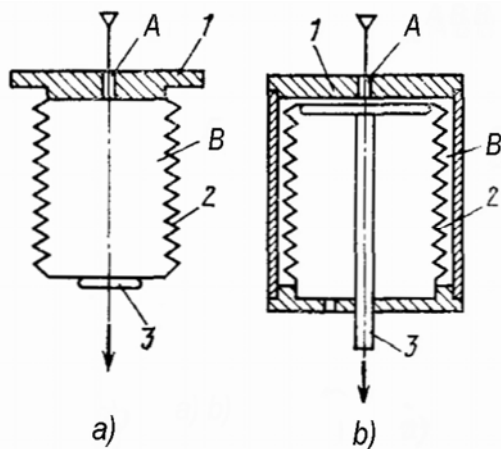
şlanqın deformasiyasına görə arabanın rolikləri hərəkətə başlayırlar. Arabanın qayıtması üçün 3 saylı pnevmatik paylayıcı *B* vəziyyətinə gətirilir.



Şəkil 5.2.19. Şlanqlı pnevmatik mühərrik:

1 – elastik şlanq; *2* – arabanın (karetkanın) rolikləri; *3* – pnevmatik paylayıcı

Pnevmatik sistemlərin çıxış bəndlərinin nisbətən kiçik yerdəyişmələri yerinə yetirməsi üçün ***silfon pnevmatik silindrlərdən*** istifadə olunur (şəkil 5.2.20). Bu tipli pnevmatik silindrlərin işçi kamerası büzmələnmiş metal borusudur (silfon). hansı ki sıxılmış havanın təsiri ilə öz uzunluğunu artırmağa malikdir. İlkin vəziyyətinə silfonun qayıtması xaricdən təsir edən qüvvələr ilə və ya silfonun özündə yaranan elastik qüvvələrlə baş verir. Sənayedə tətbiq olunan silfonlu pnevmatik mühərriklərdə xarici diametri 16...100 mm olan poladlardan, tuncdan, rezindən, plastik kütlələrdən hazırlanmış silfonlardan istifadə olunur. Silfonlar poladdan və digər metallardan olduqda ştokun gediş yolu silfonun ilkin uzunluğunun 5...15 %, rezinli silfonlar üçün isə 50% qədər təşkil edir. Xarici təsirli silfonlar üçün daxili təsirli silfonlara nisbətən nominal təzyiqlər 25...30% artıq ola bilər.



Şəkil 5.2.20. Daxili (a) və xarici (b) təsirli silfonlu pnevmatik mühərriklər:

1 – qapaq (dayaq lövhəsi); 2 – büzməlinmiş metal borusu (qofr);
3 – silfonun çıxış bəndi; A – giriş və çıxış kanalı; B – işçi kamera

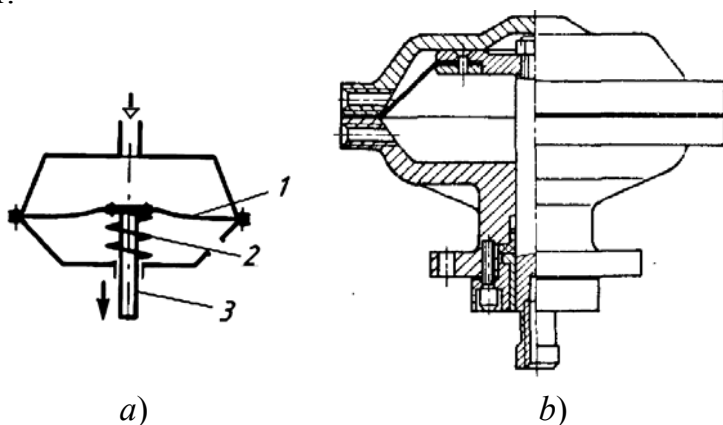
5.2.2.3. Membranlı pnevmatik silindrlər

Böyük olmayan gedişli icraçı mexanizm və kiçik təzyiqli ($< 1,0$ MPa) pnevmatik sistemlərdə, xüsusilə pnevmoavtomatikada, elastik elementlərin (membran, silfon və s.) istifadəsinə əsaslanan pnevmatik silindrlər və aparatlar geniş yayılıb. Bu avadanlıq həm icraçı mexanizm qismində, həmçinin ölçülən siqnalın qəbuledici həssas elementlər qismində tətbiq olunur.

Sənaye pnevmoavtomatika sistemlərində əsasən konstruksiyasının sadəliyi ilə fərqlənən, həmçinin tam hermetikləşdirmə imkanına malik elastiki qeyri-metal (rezin, plastmas) membranlı silindrlər və cihazlar tətbiq olunur.

Şəkil 5.2.21-də membranlı pnevmatik silindrlərin prinsipial (a) və konstruktiv (b) sxemləri göstərilmişdir. Bu tipli pnevmatik silindrinin əsas elementi, qeyd olunduğu kimi, elastik membrandır 1, hansına ki ştok 2 bərkidilir. İşçi kameraya sıxılmış hava daxil olduqda membran əyilərək və ştoku hərəkətə gətirir. Ştokun əks

hərəkəti əksəriyyət hallarda 2 saylı yayının vasitəsilə yerinə yetirilir.



Şəkil 5.2.21. Birtəsirli prinsipial (a) və ikitəsirli konstruktiv (b) membranlı pnevmatik silindrlərin sxemləri:

1 – membran; 2 – yay; 3 – ştok

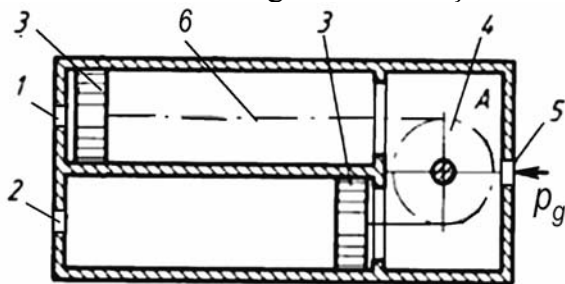
Sənayedə tətbiq olunan membranlı pnevmatik silindrlərin, qeyd olunduğu kimi, nominal təzyiq $p_{nom} = 0,4...1,0$ MPa, birtəsirli, yastı membranlı silindrin ştokunun maksimal gediş yolu nominal təzyiqdən asılı olaraq $(0,08...0,15)D_m$, ikitəsirli silindrlər üçün isə $(0,06...0,12)D_m$, harada ki D_m – membranın deformasiya olunan sahənin diametridir.

5.2.2.4. Döndərici pnevmatik silindrlər

Döndərici pnevmatik silindrlər avtomatlaşdırılmış sistemlərdə işçi orqanları məhdud bucaq intervalında ($< 270^\circ$) döndərmək üçün tətbiq olunur. Konstruksiyalarından asılı olaraq döndərici pnevmatik mühərriklərin bir neçə növü mövcuddur: çeviricilərlə təchiz olunmuş porşenli, lövhəli, kameralı və s.

Şəkil 5.2.22-də pnevmatik mühərrikin (porşenli silindrinin) çıxış bəndinin irəliləmə hərəkətini mexaniki üsul ilə dönmə

hərəkətinə çevrilən (*mexaniki çeviricili döndərici*) mexanizmin prinsiplial sxemi verilmişdir. Döndərici mühərrikin kanal 5 və A boşluğu daimi p_g təzyiq altındakı magistral ilə birləşdirilmiş vəziyyətdədir. Kanal 1 magistral ilə, kanal 2 isə atmosferlə birləşdirdikdə əmələ gələn təzyiqlər fərqi görə porşen 3, zəncirli ötürücüsünü və ulduzcuğu 4 saat əqrəbin istiqamətində fırladaraq, sola doğru hərəkətə başlayacaq. Ulduzcuğun (döndərici mühərrikin çıxış valının) əks istiqamətində hərəkətini əldə etmək üçün kanal 1 atmosferlə, kanal 2 isə baskı magistralla birləşdirilməlidir.

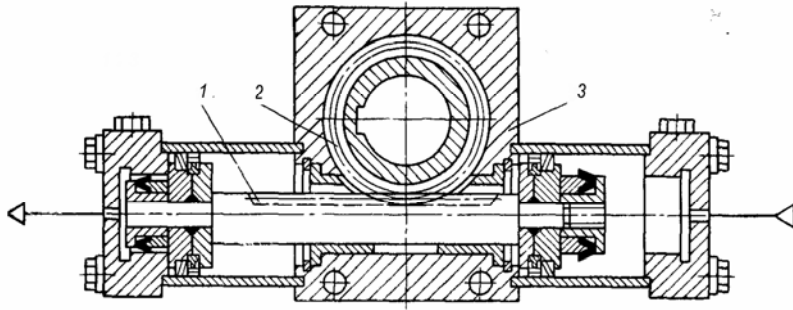


Şəkil 5.2.22. Hərəkətin mexaniki çeviricisi ilə döndərici pnevmatik silindrlərin konstruksiyasının prinsiplial sxemi

1, 2, 5 – kanallar; 3 – ulduzcuq; 4 – porşen; 6 – zəncirli ötürücü

Şəkil 5.2.23-də iki porşen bir dişli reykalı ştokda 1 oturdulmuş ikimövqeli pnevmatik silindrin çıxış bəndinin irəliləmə hərəkətini dişli çarx 2 (*dişli çarxlı çeviricili porşenli döndərici*) vasitəsilə dönmə hərəkətinə çevirən döndəricinin konstruktiv sxemi verilmişdir.

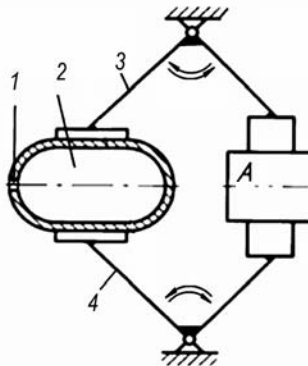
Dönmə hərəkətlər silindrin işçi boşluqlara sıxılmış havanı verməklə əldə olunur. Porşenlərdə dempferlərin mövcudluğu gedişlərin sonunda onların silindr qapaqlarına zərbələri söndürür. Bu tipli pnevmatik döndəricilərin əsas texniki xarakteristikaları: havanın nominal giriş təzyiqi $p_{nom} = 1,0$ MPa; döndəricinin çıxış valında fırladıcı moment $M_{nom} = 10...400$ Nm; dönmə bucağı $\alpha = 180^\circ...270^\circ$; kütləsi $G = 4,5...45$ kq-dır.



Şəkil 5.2.23. İkimövqeli ПДП tipli porşenli döndərici pnevmatik silindr:

1 – dişli reykalı ştok; 2 – dişli çarx; 3 – döndəricinin çıxış bloku

Maşınqayırmanın avtomatlaşdırılmış xətlərdə və bir sıra dəzgahların mexanizmlərində emal olunan hissələrin bərkidilməsində **kameralı döndərici** pnevmatik silindrlər tətbiq olunur. Sıxılmış hava 1 saylı kanaldan elastik materialdan hazırlanmış kameraya 2 daxil olduqda, axırındı havanın təzyiqin təsiri ilə genişlənərək, lingləri 3 və 4 fırlanma oxları ətrafında hərəkətə gətirir, hansılar ki öz növbəsində hissənin A sıxılmasını təmin edirlər.



Şəkil 5.2.24. Kameralı döndərici pnevmatik silindrlərin konstruktiv sxemi:

1 – havanın daxili kanalı; 2 – elastik divarlı kamera; 3, 4 – linglər

5.3. PNEVMATİK APARATLAR

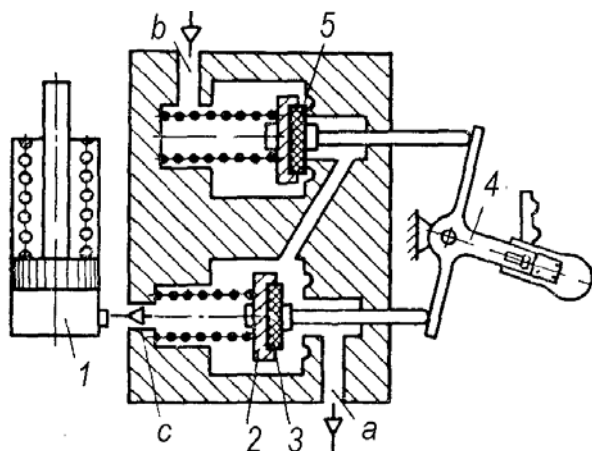
Pnevmatik sistemlərdə hidravlik sistemlərdəki kimi eyni tip və konstruksiyalı paylayıcı və tənzimləyici aparatlar tətbiq olunur, yalnız ayrı-ayrı hallarda hermetikliyin artırılması və yağlanmanın təmini üçün əlavə vasitələr tətbiq olunur. Məsələn, pnevmatik sistemlərdə əlavə olunmuş rezin kipləşdirici halqa şəkilli hermetikləşdirici vasitələri olan klapnalar, həmçinin elastik kippəclı klapnalı paylayıcılar və tənzimləyicilər istifadə olunur.

5.3.1. Pnevmatik paylayıcılar

5.3.1.1. Klapnalı pnevmatik paylayıcılar

Birləşmələrdə yüksək hermetikliyini təmin etmək üçün hava paylayıcılarda iki vəziyyətli klapnalı və ya yastı BTE-li zolotniklər tətbiq olunur.

Şəkil 5.3.1-də birtərəfli pnevmatik silindrin işinin idarəsi üçün klapnalı paylayıcının tətbiqinin prinsipial sxemi göstərilib.



Şəkil 5.3.1. Klapnalı pnevmatik paylayıcının sxemi

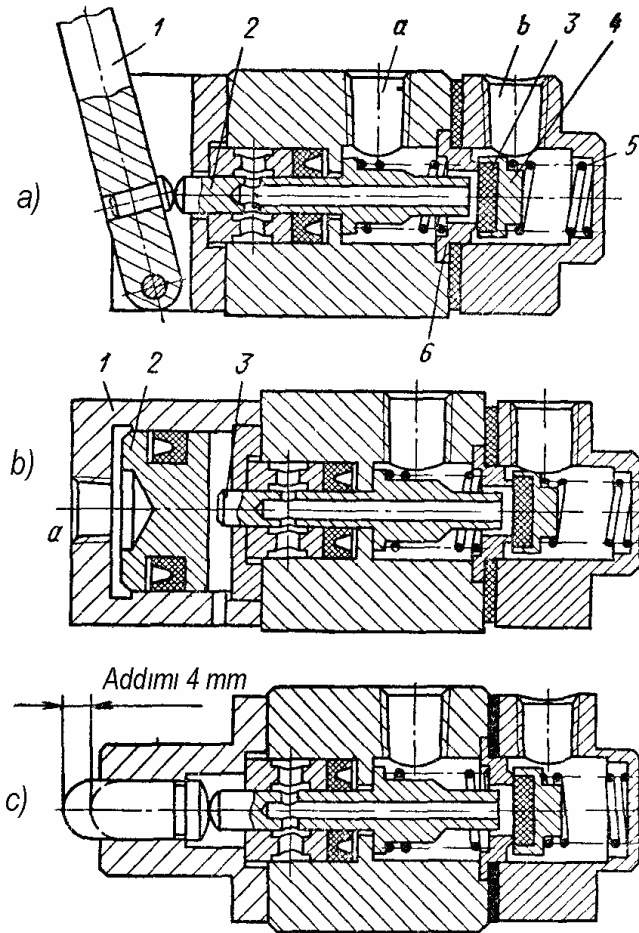
Sıxılmış havanın verilməsi b kanalı, işlənmiş havanın çıxarılması isə a kanalı ilə aparılır. Pnevmatik güc silindrinin 1 işçi boşluğu c kanalı ilə birləşib. 4 dəstəyin çevrilməsi zamanı 2 və ya 5 klapanı qalxıb yəhərə sıxışdırılır, nəticədə hava ya silindrin 1 işçi boşluğuna, yaxud ondan atmosfərə ötürülür. Klapanların BTE-in hermetikləşdirilməsi onların metal hissələrinə bərkidilmiş yastı və ya rezin, ftoroplast halqalar 3 vasitəsilə həyata keçirilir.

Klapan əl vasitəsilə müxtəlif formalı dəstəklərlə və itələyicilər, həmçinin elektromaqnitlər və sıxılmış hava ilə idarə olunur. İdarəedici təsir olmadıqda, klapanın bağlayıcı elementi adətən yay vasitəsilə havanın daxil olduğu dəlik çıxış dəliyinə gedən yolu bağlayır.

BTE-in (klapanın) itələyicisinin 2 əllə təsir edən dəstəyin 1 (şəkil 5.3.2, a), pnevmatik silindrin porşenin 2 (şəkil 5.3.2, b) və mexaniki təsiri (5.3.2, c) vasitəsilə hərəkətə gətirilən pnevmatik paylayıcının növləri göstərilib.

Sıxılmış hava ($p_g < 0,6$ MPa izafi təzyiqlə) b kanalına daxil olur. 5.3.2, a şəkildə göstərilən vəziyyətində (itələyicinin son sol vəziyyətində) BTE-in klapanı 4 , yayın 5 və sıxılmış havanın təzyiqi ilə oymağın 6 yəhərinə sıxılaraq, rezin kipləşdirici qatı 3 vasitəsilə giriş dəliyini b çıxış dəliyindən a tam hermetik ayırır. Bu vəziyyətdə a dəliyi itələyicidə 2 olan mərkəzi ox kanalı ilə atmosferlə əlaqələnir. Dəstək 1 ilə itələyicinin 2 sağa yerdəyişməsi zamanı əvvəlcə itələyicinin sağ yan səthi klapanın 3 rezin qatına dirənərək, çıxış dəliyini a atmosferdən ayırır. İtələyicinin sonrakı yerdəyişmədə isə klapanı 4 yəhərindən ayrılır və sıxılmış havanın pnevmatik mühərrikinə keçməsi üçün giriş dəliyini b çıxış dəliyinə a gedən keçidi açır.

5.3.2, b şəkildə itələyicinin yerdəyişməsi pnevmatik silindrin porşenin 2 vasitəsilə 3 əldə olunur. İdarəedici sıxılmış hava a kanalına verilir.



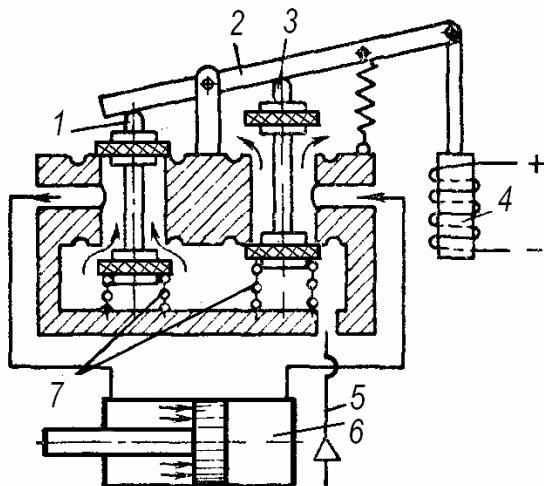
Şəkil 5.3.2. Pnevmatik klapanlı paylayıcıların konstruktiv sxemləri

5.3.1.2. Elektromaqnitli pnevmatik klapanlar

Pnevmoavtomatika sistemlərində elektromaqnitlə idarə olunan klapanlı paylayıcılar geniş tətbiq olunur.

Şəkil 5.3.3-də rezin kipləşdiricili yastı klapanlı paylayıcı ilə idarə olunan pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi göstərilib. 1 və 3

klapanlarının batırılması elektromaqnit 4 və ling 2 vasitəsilə, qalxması isə yaylar 7 ilə həyata keçirilir. Sol klapanın 1 batırılması (aşağı vəziyyətə keçməsi) və sağ klapanın 3 boşalması (yuxarı vəziyyətdə olması) zamanı pnevmatik silindrin sol boşluğu 6 sıxılmış hava ilə qidalandırıcı magistralına 5, sağ boşluq isə atmosferlə birləşir və əksinə.

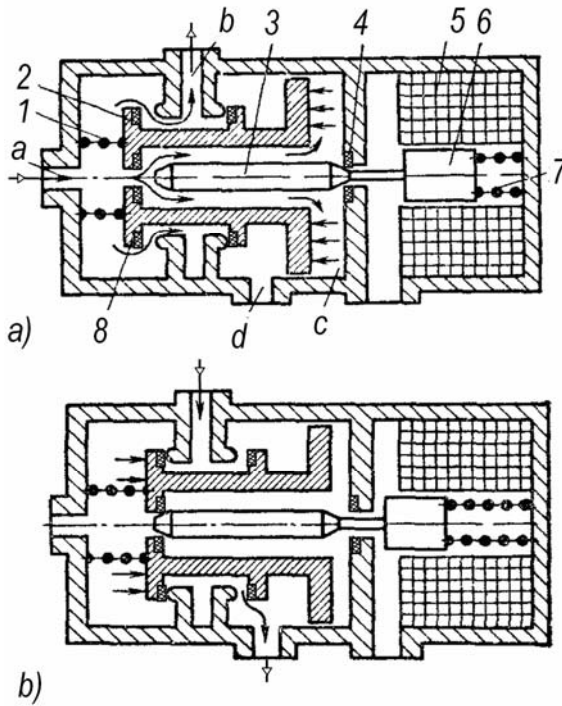


Şəkil 5.3.3. Klapan paylayıcı pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi

Pnevmoavtomatikada düztəsirli və servotəsirli (iki vəziyyətli) klapanlar da tətbiq olunur.

Şəkil 5.3.4, *a*-da elektromaqnitlə hərəkətə gətirilən servointiqallı iki pilləli, iki vəziyyətli klapan paylayıcısının (pnevmatik kranın) sxemi göstərilib.

Bu paylayıcının BTE iki klapandan (qapadıcıdan) ibarətdir ki, onlardan biri 2 yay 1 ilə yüklənmiş əsas paylayıcıdır, digəri isə elektromaqnitin 5 lövbəri 6 ilə əlaqəli olan və əsas klapanı 2 idarə edən köməkçi klapanı 3 (klapan-pilot (idarəedici)).



Şəkil 5.3.4. Elektromağnit intiqallı klapanlı pnevmatik paylayıcının sxemi:

a – sarğıya gərginlik verdikdə; *b* – gərginlik kəsildikdə

Elektromağnitin 5 sarğısına gərginliyin verilməsi zamanı onun lövbəri 6, yayın 7 gücünü dəf edərək, sağa doğru yerini dəyişəcək. Nəticədə, köməkçi klapanın 3 sol qapadıcısı əsas klapanın 8 sayılı yəhərindən ayrılır və onun sağ qapadıcısı gövdədəki 4 sayılı yəhərə sıxışdırılır. Bu zaman sıxılmış hava *c* kamerasına daxil olub, əsas klapanın 2 sağ yan səthinə təsir edərək, onu sol tərəfə istiqamətləndirir və bununla giriş kanalı *a* istehlakçı kanalı *b* ilə birləşmiş olur və eyni zamanda atmosferlə əlaqəsi olan kanal *d* bağlanmış olur.

Elektromağnitin 5 sarğısında verilən gərginlik kəsildikdə

yayın 7 təsiri onun lövbəri 6 sola çəkilərək köməkçi klapanın 3 qapadıcısı 4 saylı yəhərdən ayırır və bununla c kamerasını atmosferlə birləşdirir. Bu isə 1 saylı yayına imkan verəcək ki, əsas klapanı 2 başlanğıc (sağ) vəziyyətinə qaytarsın (şəkil 5.3.4, b). Bu zaman klapan 3, yəhərə 8 oturaraq, a qidalanma kanalından c kamerasına hava axınının daxil olmasının qarşını alır, b kanalı isə atmosferlə əlaqəsi olan kanal d ilə birləşmiş olur.

5.3.1.3. Yastı zolotnikli pnevmatik paylayıcılar

Müxtəlif idarə (əllə, pnevmatik, elektromaqnitlə, pnevmoelektrik və s.) ilə həyata keçirilən yastı elementli (zolotnik) pnevmatik paylayıcılar geniş yayılmışdır.

Konstruktiv cəhətdən bu zolotniklər hidravlik sistemlərdəki zolotniklərə analoji oxşardır.

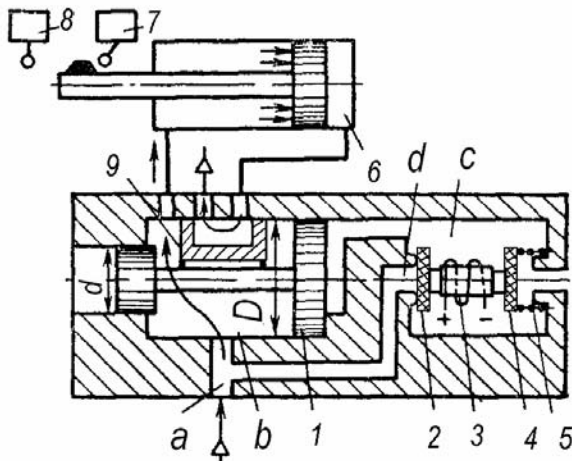
Bu paylayıcıların idarə olunması, bir qayda olaraq, pnevmatik qurğular və ya elektromaqnitlərin köməyi ilə həyata keçirilir.

5.3.5-ci şəkildə elektromaqnitlə bağlı olan diferensial plunjerlə 1 (D diametri $> d$) hərəkətə gətirilən yastı formalı zolotnikli paylayıcı 9 elektropnevmatik üsulu ilə idarə olunan pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi göstərilmişdir.

Bu sxemdə idarəedici siqnalları verən elementlər pnevmatik güc silindrinin 6 ştokunda quraşdırılmış çıxıntılarla təsir edən kənar 7 və 8 elektrik açarlarıdır. İcraçı element elektromaqnitin 3 lövbəridir, hansı ki idarəedici 2 və 4 pnevmatik klapanlarını özünə daşıyır. Elektromaqnit sarğısında gərginlik olmadıqda, lövbər klapanlarla birlikdə yayla 5 sol vəziyyətə itələnir və bununla 2 saylı klapan porşenlərarası kamerası b və giriş kanalının a ilə əlaqəsi olan d kanalını bağlayır.

Milli lövbərin makaraya (sarğıya gərginlik verdikdə) çəkilməsi zamanı 4 saylı pnevmatik klapanı c kamerasını atmosferdən ayırır, klapan 2 isə onu pnevmatik şəbəkənin kanalı a ilə əlaqələndirir, nəticədə sıxılmış hava, diferensial plunjerə 1 təsir

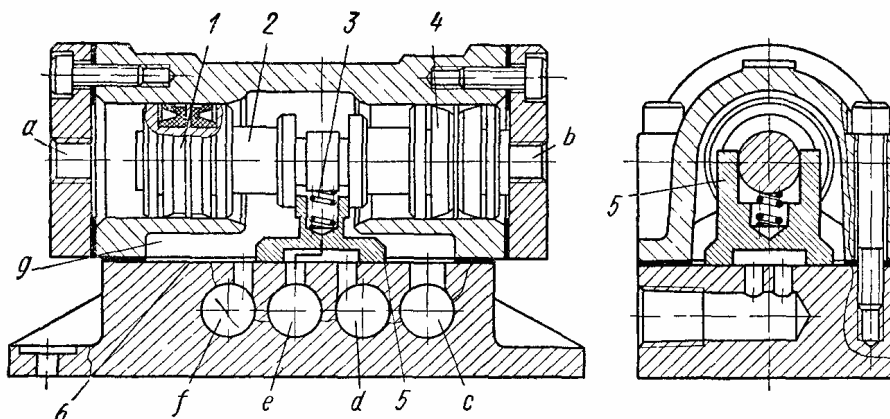
edir, hansı ki öz növbəsində yastı zolotnikini 9 sol vəziyyətə itələyir və bununla pnevmatik silindrin 6 porşeni sola doğru yerini dəyişir.



Şəkil 5.3.5. Elektropnevmatik üsulu ilə idarə olunan yastı zolotnik paylayıcıli pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi

Pnevmatik güc silindri 6 ştokunun gedişinin sonunda elektrik açarı 8 hərəkətə gətirilir və elektromaqnitin 3 cərəyanı kəsilir, nəticədə 4 sayılı klapan *c* kamerasını atmosferlə birləşdirir, klapan 2 isə diferensial porşenlər arasındakı *b* kamerası *c* kamerası ilə *a* girişini əlaqələndirən *d* kanalını bağlayır. Bu zaman diferensial porşenli plunjer 1 zolotniklə 9 birgə kamerada sahə fərqləri nəticəsində tarazlaşdırılmamış təzyiqin təsiri ilə sağa hərəkət edir (5.3.5 şəkildəki göstərilən vəziyyət), pnevmatik güc silindrin 6 sol boşluğunu qidalanma kanalı *a* ilə əlaqələndirir. Nəticədə pnevmatik silindrin ştoku, gedişinin sonunda elektrik açarına 7 təsir edərək, başlanğıc vəziyyətinə qaydır. Sonra dövr yenidən təkrarlanır.

5.3.6-cı şəkildə düz təsirli ikitərəfli pnevmatik idarə olunan yastı zolotnikli paylayıcının konstruksiyası göstərilmişdir.



Şəkil 5.3.6. Düz təsirli iki vəziyyətli dörd xətlə pnevmatik idarəli
yastı zolotnikli paylayıcının konstruksiyası

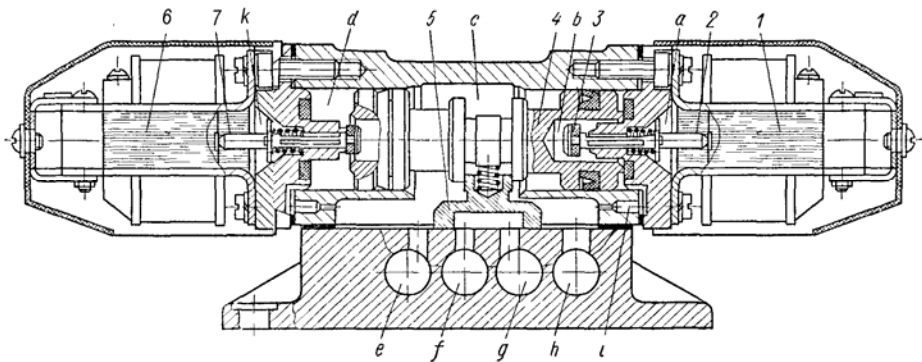
Yastı zolotnik 5 ümumi ştokla 2 sərt mexaniki bağlı porşenlər l və 4 vasitəsilə bir kənar vəziyyətdən digərinə doğru yerini dəyişə bilər. Zolotnik 5 yayın 3 və c qidalanma kanalı ilə bağlı g kamerasındakı havanın təzyiq qüvvələri ilə paylayıcının gövdəsinin 6 sürüşmə səthinə sıxılır.

Sıxılmış hava c kanaldan daxil olur və e kanalı vasitəsilə atmosfərə buraxılır. Zolotnikin yerdəyişməsi hər hansı mənbədən ikitərəfli porşenin silindrlərinə a və b dəliklərə növbə ilə ötürülən sıxılmış havanın təzyiqi ilə baş verir.

Zolotnikin 5 kənar vəziyyətlərinin birində sıxılmış hava pnevmatik silindrin boşluqlarından biri ilə əlaqəli dəliyinə f daxil olur, d dəliyi isə bu vaxt atmosferlə birləşir. Zolotnikin digər kənar vəziyyətində f dəliyi atmosferlə, pnevmatik intiqalın ikinci boşluğunun d dəliyi isə sıxılmış hava magistralı ilə birləşir. Beləliklə, pnevmatik güc silindrin boşluqları ilə əlaqəli l və d dəlikləri zolotnikinin 5 vəziyyətindən (kənar mövqeyindən) asılı olaraq növbə ilə ya qidalanma kanalı, ya da atmosferlə birləşir. Nəzərə almaq lazımdır ki, bu paylama sxemində zolotnikin bütün

səthlərinə işçi hava təzyiqi ilə yüklənəcək.

Şəkil 5.3.7-də iki vəziyyətli dörd xətlə iki pilləli və iki tərəfli elektropnevmatik üsulu ilə idarə olunan hava paylayıcısının konstruksiyası göstərilmişdir. Sıxılmış hava h giriş dəliyindən hava paylayıcısının c boşluğuna daxil olur və, yastı zolotnikin vəziyyətindən asılı olaraq, pnevmatik güc silindrin boşluqları ilə əlaqəli olan müvafiq f və ya g kanallarına ötürülür.



Şəkil 5.3.7. İki vəziyyətli dörd xətlə, iki tərəfli elektropnevmatik üsulu ilə idarə olunan yastı zolotnikli hava paylayıcısının konstruksiyası

Şəkil 5.3.7-də sağ elektromaqniti 1 elektrik gərginliklə yüklənmiş, sol 6 isə söndürülmüş vəziyyətdə göstərilib.

Sağ elektromaqnitin lövbəri sağa dartıldıqda idarəedici klapanın 2 milini sıxaraq qapadıcıları açır. Sıxılmış hava c boşluğundan kiçik sahə kəsikli dəliyindən t (drosseldən) porşenin d və b boşluqlarına ötürülür. Sağ elektromaqnitin qoşulmuş halında mil 3 rezin qatla birlikdə sola doğru yerini dəyişərək, b boşluğundan a dəliyi vasitəsilə sıxılmış hava üçün atmosfərə yol açır. Nəticədə b boşluğunda havanın təzyiqi düşür, onda d boşluğunda təzyiq daxil olan təzyiqə bərabər olur ki, buna görə də porşen 4 zolotnik 5 ilə birlikdə sağa doğru yerini dəyişir. Zolotnikin bu vəziyyətində sıxılmış hava c boşluğundan e dəliyinə

ötürülür, g dəliyi isə f dəliyi ilə atmosferlə əlaqələnilir. Bununla porşen 4 dairəvi çıxıntı ilə rezin araqatına 6 söykənir və sıxılmış havanın elektromaqnitin qoşulmuş olduğu bütün vaxt ərzində a dəliyindən atmosfərə çıxışını bağlayır.

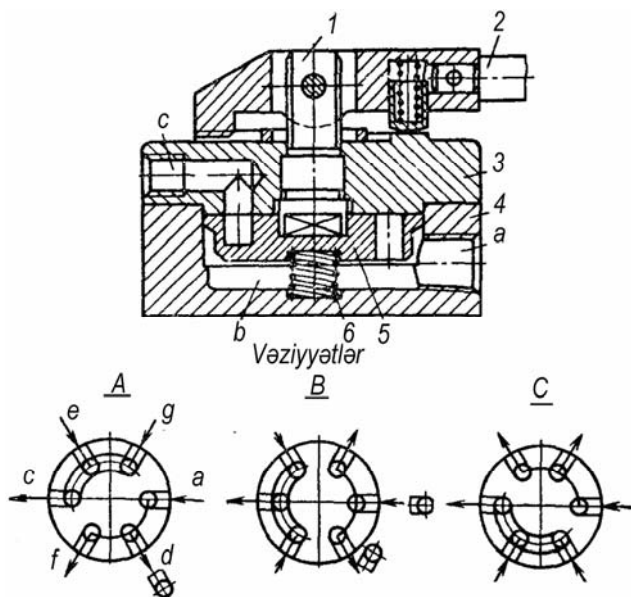
Sağ elektromaqnitin söndürülməsi zamanı mil 3 başlanğıc vəziyyətə qaydır.

Sol elektromaqnitin işə qoşulması zamanı d boşluğu atmosferlə birləşir və porşen 4 zolotnik 5 ilə birlikdə sola doğru yerini dəyişir. Beləliklə, işçi sıxılmış hava c boşluğundan g dəliyinə ötürülür, e dəliyi isə f dəliyindən atmosferlə əlaqələnilir.

5.3.1.4. Ardıcılıq pnevmatik kranları

Pnevmatik intiqallı dəzgahlarda və digər qurğularda iki pnevmatik güc silindrin tələb olunduğu halda və onların ştoklarının bir istiqamətdə hərəkət etməsi və eyni zamanda əks istiqamətdə qayıtması nəticəsində ardıcıl qoşulması üçün yastı paylayıcı elementli çoxmövqeli döndərici zolotniklər (kranlar) tətbiq olunur.

Öllə idarə olunan üç vəziyyətli altı xətlı paylayıcı kranın konstruktiv sxemi şəkil 5.3.8-də verilmişdir. Sıxılmış hava a kanalı vasitəsilə gövdə 4 və qapaqla 3 əmələ gəlmiş kranın daxili boşluğuna b daxil olur və c kanalı ilə atmosfərə çıxarılır. Yastı zolotnik 5 qapağının 3 təmasa sürüşmə səthinə işçi havanın təzyiqi və yayın 6 təsiri ilə sıxılır. Zolotnikin 5 çevrilməsi mil 1 və dəstək 2 ilə baş verir. Zolotnik üç fiksə olunmuş vəziyyətlərə (A , B , C) malikdir və idarə olunan pnevmatik güc silindrlərinin boşluqlarına aparan d , e , f və g kanallarını növbə ilə təzyiq boşluğu və ya atmosferlə əlaqələndirir. A vəziyyətində giriş a kanalı d və f kanalları ilə və c çıxış kanalı e və g kanalları ilə əlaqələnilir; kranın saat əqrəbinin əks istiqamətində çevrilməsi zamanı (vəziyyət B) a giriş kanalı d və g kanalları ilə birləşir, saat əqrəbinin hərəkəti istiqamətində çevrilməsi zamanı isə (vəziyyət C) giriş kanalı g və e kanalları ilə əlaqələnilir.



Şəkil 5.3.8. Ardıcılıq pnevmatik kranın konstruktiv sxemi və onun mümkün vəziyyətləri

5.3.2. Pnevmatik mühərrikin sürətinin tənzimlənməsi

Pnevmatik intiqalın mühərrikinin sürətinin tənzimlənməsi hidravlik intiqallarda tətbiq olunan aparatlarla həyata keçirilir.

Pnevmatik mühərrikin çıxış bəndinin sürəti adətən mühərrikin çıxışında quraşdırılan drosselli sürət tənzimləyicisi vasitəsilə tənzimlənir (bax dərsliyin I cildinə). Bu tənzimləmə üsulunun tətbiqində yüklənmənin, həm də çıxışın yerdəyişmə sürətinin tərəddüdü (rəqsi) zamanı mühərrikin qeyri-işçi (çıkış) boşluğunda hərəkətə göstərilən əks müqavimət artır və bununla sürətin rəqsi azalır və hərəkət müntəzəmliyi (səlisliyi) müəyyən dərəcədə yüksəlir.

Verilmiş rejimin sabit saxlanması üçün həm əllə idarə olunan, həm də əksər hallarda təzyiq və ya yol funksiyası olan, nadir hallarda isə zaman funksiyası ilə tənzimlənən avtomatik

idarəolunan qurğular tətbiq olunur.

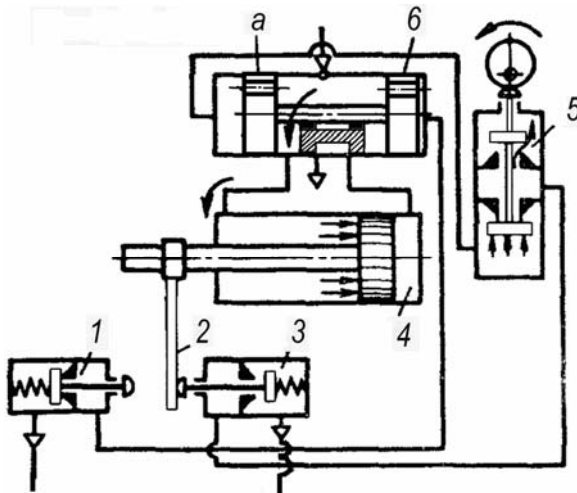
Yol vasitəsilə idarədə pnevmatik silindrin işləmə signalı pnevmatik silindrin hərəkət edən elementinin müvafiq gediş yerində vəziyyətin dəyişən idarəedici klapanlar və ya maşının hər hansı digər mütəhərrik hissəsindən gəlir.

5.3.2.1. Pnevmatik mühərrikin sürətinin yol funksiyasına görə idarəetməsi

Keçən yoldan asılı funksiya ilə (yol funksiyasına görə) idarəli pnevmatik intiqalın sxemi şəkil 5.3.9-da verilmişdir. Bu şəkildə pnevmatik sistemin elementləri başlanğıc vəziyyətində göstərilmişdir, yəni iş dövrünün başlanması üçün lazımi vəziyyətdə. Sistemə işə buraxıcı klapan 5 və pnevmatik silindr 4 ştokundakı dayağı (çixıntı) 2 ilə idarə olunan iki klapan (1 və 3) daxildirlər. Bu klapanlardan yastı zolotnikli paylayıcısı olan servointiqalın 6 (yastı zolotniki hərəkətə gətirən pnevmatik köməkçi silindr) qidalandırılması baş verir. Servointiqalın porşenin yerdəyişməsi onun silindrlərinin müvafiq (sağ və ya sol) boşluqlarından təzyiqin çıxış (atmosfer) təzyiqə qədər azalması ilə təmin olunur. Bunun üçün sıxılmış hava zolotnikinin 6 plunjerinin porşenlərdəki drossel dəlikləri a vasitəsilə bu zolotniki idarə edən hər iki silindrin (servointiqal) boşluğuna daimi olaraq verilir.

Sistem ilkin olaraq əllə və ya yumrucuqla buraxıcı klapan 5 vasitəsilə işə salınır. Bu klapanın 5 aşağı yerdəyişməsi zamanı zolotnikin 6 silindrinin sol boşluğu açılan klapanı 5 və əsas silindrin ştokun dayağı 2 vasitəsilə açılmış klapan 3 ilə atmosferlə birləşir. Nəticədə, pnevmatik güc silindrinin 4 sol boşluğunda təzyiq, praktiki olaraq, atmosfer təzyiqinə qədər enir. Bu vaxt klapan 1 bağlı qaldığından zolotnikin silindrinin 6 sağ boşluğunda təzyiq şəbəkədəki təzyiqinə bərabər olacaq və zolotnikin plunjeri təzyiqlər fərqiə görə sola gedəcək. Bu zaman sıxılmış hava pnevmatik güc silindrinin 4 sol boşluğuna, işlənmiş isə sağ

boşluğundan atmosfərə ötürüləcək. Sıxılmış havanın təzyiq qüvvəsinin təsiri ilə pnevmatik silindrin 4 porşeni sağa doğru yerini dəyişəcək. Bu vaxt dayağın 2 klapanından 3 kənarlaşdırılması nəticəsində sonuncu daxili yay təsiri ilə sola hərəkət edərək, zolotnik silindrin 6 sağ boşluğunu qidalanma xəttindən ayırır və bu boşluğu atmosferlə əlaqələndirəcək



Şəkil 5.3.9. Pnevmatik mühərrikin sürətinin yoldan asılı funksiyası ilə idarə olunması

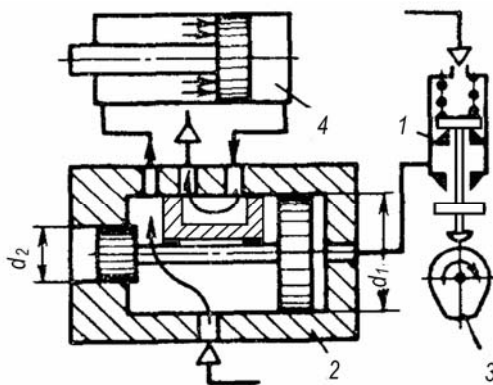
Düz gedişin sonunda ştokun dayağı 2 klapanı 1 hərəkətə gətirərək, zolotnikin 6 idarə silindrinin sağ boşluğundan sıxılmış hava üçün yolu açır və nəticədə pnevmatik silindr 4 ştokunun əvvəlki vəziyyətə qayıdışı başlayır. Bu gedişin sonunda dövr təkrarlanacaq. Zolotnik 6 porşenlərində drossel *a* dəliklərinin müqaviməti mümkün qədər böyük olmalıdır.

5.3.2.2. Pnevmatik mühərrikin sürətinin zaman funksiyasına görə idarəetməsi

Zaman funksiyasında pnevmatik intiqalın idarəsi onunla

xarakterizə olunur ki, əmredici aparatların və əməliyyatların davamını hesablayan qurğuların (rele) köməyi ilə siqnallar texnoloji prosesə uyğun olaraq göstərilmiş zaman intervallarından sonra verilir.

Şəkil 5.3.10-da fırlanma tezliyi dövrün davamiyyətindən asılı olan əmredici aparatın valı və ya dəzgahın digər hissəsində yerləşdirilmiş fırlanan yumrucuğunun 3 köməyi ilə idarə olunan pnevmatik intiqalın sxemi göstərilmişdir. Klapanın 1 yumruqcuğu 3 ilə qaldırılması zamanı sıxılmış hava, şəbəkədən diferensial intiqallı porşenli ($d_1 \gg d_2$) paylayıcısının 2 sağ boşluğuna daxil olub, onu pnevmatik silindr 4 ştokunun müvafiq işçi gedişinə uyğun sol vəziyyətə gətirir. İdarəetmə siqnalının götürülməsi zamanı paylayıcının 2 plunjeri onun sol boşluğundakı havanın təsiri ilə başlanğıc (sağ) vəziyyətinə qaydır.



Şəkil 5.3.10. Pnevmatik mühərrikin sürətinin zamandan asılı funksiyası ilə idarə olunması

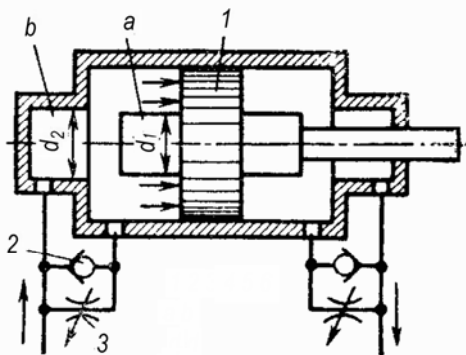
5.3.2.3. Pnevmatik mühərrikin tormozlanması

Pnevmatik intiqalların tətbiqinin əksər hallarında pnevmatik silindrin porşeninin hərəkətinin sonunda mexanizmin dayandırma şərtləri və ya texnoloji əməliyyatların xarakteri şərtləri daxilində

zərbənin arzuolunmaz yaxud yolverilməz olduğundan onun tormozlandırılması zərurəti yaranır.

Tormozlanma havanın boşalma (qeyri-işçi) boşluğunun çıxış yolu üzərində quraşdırılmış daxili və ya xarici drossel tormozlama qurğuları ilə əldə olunur. Bu qurğular pnevmatik silindr porşeninin gedişinin hər hansı nöqtələrində çıxış yolunun keçid kəsiyini kiçildir, nəticədə bu boşluqda porşenin hərəkət sürətini aşağı salan tormozlanma əkstəziyi yaranır.

Şəkil 5.3.11-də daxili tormozlama qurğulu pnevmatik silindrin sxemi göstərilib. Silindrin qidalanması və porşenin hərəkəti o vaxta qədər adi sxemlə gedir ki, porşendəki 1 müvafiq a çıxıntısı b kameralarından birini bağlamış olsun. Silindrin porşeni 1 hərəkəti (məsələn, sağa) zamanı gedişin sonunda d_1 diametri a çıxıntısı ilə d_2 diametrinə bərabər b kamerasını bağladıqda hava buraxılış boşluğundan (bu halda sağ boşluqdan) yalnız drosseli 3 ilə tənzimlənən kiçik kəsikdən çıxa bilər. Nəticədə, hava, sağ boşluğun tormozlama sistemi ilə sıxılaraq, drossel tənzimləmələri ilə təyin olunan intensivliklə hərəkəti tormozlayır.

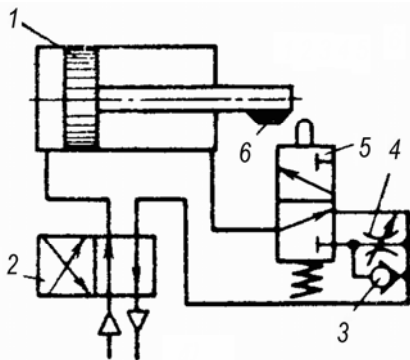


Şəkil 5.3.11. Daxili tormozlama qurğulu pnevmatik intiqal

Pnevmatik intiqalının idarəedici paylayıcısının vəziyyəti dəyişəndən sonra sıxılmış hava həmin sağ tormozlama sistemin əks klapanından 2 drosselin 3 yanından keçib sağ boşluğa daxil olur və

onun təsiri ilə porşen sonra başlanğıc (sol) vəziyyətə qaydır. Porşenin sola gedişinin sonunda silindrin sol boşluğunun tormoz sistemi işə düşür. İntiqalın hərəkət edən kütləsinin kinetik enerjisi tormozlanma zamanı havanın sıxılma işinə çevrilir. Bu iş silindr boşluğunda sıxılan havanın kəmiyyət və sıxılma dərəcəsi (tormozlanmanın əvvəlində və sonundakı əkstəzyiqin nisbəti), həmçinin sıxılma prosesinin xarakteri ilə müəyyən olunur.

Daxili tormozlanma qurğularının çatışmamazlığı porşenin gedşində onların tormozlanma anının tənzimlənməsinin çətinliyidir ki, bununla bağlı belə tənzimlənmənin ehtiyac halında xarici tormozlama qurğuları istifadə olunur. 5.3.12-ci şəkildə xarici tormozlama qurğulu pnevmatik intiqalın sxemi göstərilib. Sistem iki vəziyyətli dörd xətlə paylayıcısı 2 və pnevmatik silindrin 1 porşenin ştokunda yerləşən yumruqcuğunun 6 köməyi ilə idarə olunan və sürət tənzimləyicisi ilə təmin olunmuş üçxətli 5 paylayıcısı ilə təchiz olunub. Porşenin 1 sağa yerdəyişməsi zamanı sıxılmış hava üçxətli 5 və dörd xətlə 2 paylayıcılarla atmosfərə buraxılır. Gedşin müəyyən (verilmiş) yerində porşen yumruqcuğunun 6 köməyi ilə 5 saylı paylayıcısının vəziyyətini dəyişir, nəticədə hava yalnız tənzimlənen drosselindən 4 keçərək, porşenin sürətinin tələb olunan kəmiyyətə qədər azalmasını təmin edir.



Şəkil 5.3.12. Xarici tormozlama qurğulu pnevmatik intiqal

2 sayılı paylayıcının vəziyyəti dəyişdikdə porşenin geri (sol) gedişinin başlanğıcında yumrucuğunun 6 yol paylayıcısına 5 təsirinin bitməsinə qədər sıxılmış havanın verilməsi əks klapın 3 ilə baş verir. Silindr ştokunun yol paylayıcısına 5 təsiri bitəndən sonra sıxılmış hava drosselini (sürət tənzimləyicisini) 4 yan keçərək bilavasitə silindrə daxil olur. Yol paylayıcısı 5, əks klapın 3 və tənzimləyici drossel 4 adətən tormozlama klapanı adını almış bir gövdədə komplektləşdirilir. Bu klapanın köməyi ilə həm porşen gedişinin sonunda drosselləşdirilmənin tələb olunan dərəcəsi, eləcə də tormoz yolunun uzunluğu və yolun istənilən hissəsində sürətin dəyişməsi təmin oluna bilər.

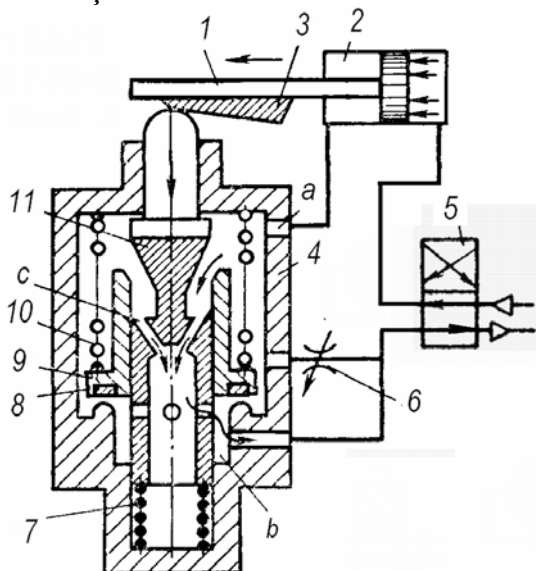
Silindrin boşaldılan boşluğundan çıxan hava axınının drosselləşdirilməsi yolu ilə pnevmatik silindrin ştokunun hərəkətinin tormozlanması üçün gətirilən işçi orqanın yolunun istənilən yerində lazımi qanuna uyğun tormozlamağa imkan verən xüsusi tormozlayıcı zolotniklər də tətbiq olunur.

Bu tipli zolotniklərin birinin sxemi şəkil 5.3.13-də göstərilib. Zolotnikin əsas hissələri: konusvari xüsusi profilli qapayıcı drosselli plunjer 11, hansı ki maşının hərəkətli hissəsindəki (pnevmatik silindrin 2 ştokunda 1) yerləşən çıxıntı (dayaq) 3 vasitəsilə idarə olunur, və yay 10 ilə yüklənmiş sərbəst oturdulmuş bağlayıcı klapan 9.

Sərbəst vəziyyətdə plunjer 11 yay 7 ilə yuxarı vəziyyətdə saxlanır ki, plunjerin 11 konusvari qapadıcı və klapanın 9 gilizi arasında yarıq əmələ gəlir. Bu yarıqla pnevmatik silindrin 2 boşaldılan (qeyri-işçi) boşluğundan havanın c aralıqdan b kamerasına və paylayıcıdan 5 atmosfərə ötürülür. Bu halda pnevmatik silindrinin 2 ştoku 1 plunjerin 11 başlanğıc vəziyyəti ilə müəyyən olunan sürətlə yerini dəyişir.

Yolun müvafiq (verilmiş) hissəsində pnevmatik silindrin ştoku 1 ilə əlaqəli olan dayaq 3 plunjeri 11 sıxır və yayı 7 yığaraq onu aşağı salır. Bu zaman plunjer 11 konusvari hissəsi ilə klapanının 9 dəliyinə daxil olur, nəticədə d yarığının keçid

kəsiyinin sahəsi plunjerin *11* yerdəyişməsi ilə azalır ki, bu da pnevmatik güc silindrinin *2* boşaldılan boşluğunda əkstəziyin artmasına və ştokunun *1* səlis tormozlanmasına gətirir. Plunjerin *11* keçid yarığını tam bağlamasından sonra pnevmatik silindrin *2* boşaldılan boşluğundan havanın sıxışdırıb çıxardılması yalnız ştokunun *1* tənzimlənən drossel *6* ilə köklənmiş sürətinə uyğun həmin drosseldən baş verir.



Şəkil 5.3.13. Tormozlayıcı zolotnikin konstruktiv sxemi

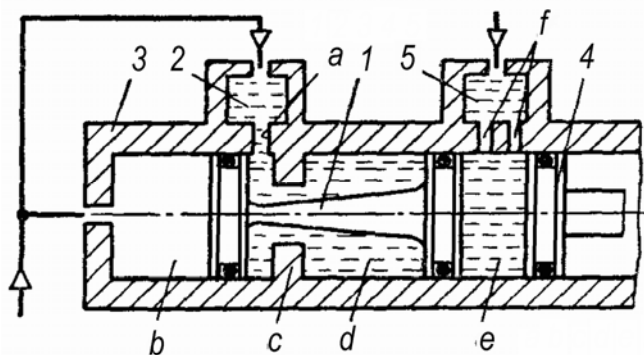
Paylayıcını *5* havanın hərəkət istiqamətinin dəyişməsi zamanı magistraldan sıxılmış hava *b* boşluğuna verilir. Zəif yayın *10* qüvvəsi dəf edərək, hava araqlı *8* klapanını *9* açacaq və *a* dəliyindən pnevmatik güc silindrinin *2* sol boşluğuna daxil olur. Beləliklə, drosselli plunjerin *11* hələ də müəyyən müddət ərzində batırılmış vəziyyətdə qalmasına baxmayaraq, hərəkət istiqamətinin dəyişməsi zamanı pnevmatik silindrin sıxılmış hava ilə maneəsiz dolması təmin olunur.

Tormozlanmanın səlisliyi və davamiyyəti drosselli plunjerinə

l təsir edən sıxıcı yumruqcuğunun 3 uzunluğu və profili ilə təyin olunur.

5.3.2.4. Pnevmohidravlik dempferlər

Havanın sıxılması nəticəsində yalnız pnevmatik dempferdə ciddi verilmiş tormozlanma qanunun təmini və porşenin dəqiq kənarda dayanmasına zəmanət vermək, praktiki olaraq, mümkün deyil. Bununla əlaqədar, tormozlanmaya yüksək tələblər qoyulduqda, hidravlik dempferlər tətbiq olunur.



Şəkil 5.3.14. Pnevmatik silindrin hidravlik dempferin konstruktiv sxemi

5.3.14-ci şəkildə belə dempferlərdən birinin konstruktiv sxemi göstərilib. Dempfer porşenlərarası a kamerasının tormoz mayesi ilə dolu olan iki porşenli konusvari ştokundan l ibarətdir. Hava magistralı ilə bağlı sol boşluğundakı b havanın təzyiqi ilə porşen daima sağ kənar vəziyyətində saxlanılır. Bu magistrala həm də tutumun 2 birləşmiş olduğuna görə dempferin hərəkətə başlayacağına qədər a kamerasındakı tormozlayıcı maye də həmin təzyiq altında qalacaq.

Pnevmatik güc silindrin 4 porşeninin sola hərəkəti nəticəsində sağ tormozlayıcı porşenlə əlaqəyə girməsi və onu həmin

istiqlamətdə hərəkətə gətirməsindən sonra d kamerasındakı maye ştoku l və c arakəsməsində dəliyindən əmələ gəlmiş drossel keçid kəsiyindən tormoz silindrinin 3 sağ boşluğuna sıxışdırılır. Porşenlər ştoku l adətən konus formasında hazırlanır, konusluğun seçilməsi ilə tələb olunan effektivliyi və tormozlanma qanununu təmin etmək mümkündür. Hesablamalar göstərir ki, konus ştokundan l istifadə praktiki olaraq porşenin 4 sürətinin azalması bərabər (sabit mənfi təcilli) qanununu təmin edir.

Pnevmatik silindrin 4 porşenin əsinə hərəkəti paylayıcı vasitəsilə təzyiq altında hava verməklə 5 saylı tutumunda yerləşən maye ilə həyata keçirilir.

Baxılan sxem həm də porşenin 4 sağ ştokun l porşenin düz gedişində ona yaxınlaşması zamanı sərt zərbənin qarşısını alır. Sxemdən alınır ki, porşenin 4 sola hərəkəti zamanı o , f dəliklərdən mayeni e aralıq kamerasından 5 tutumuna sıxışdırır. Hərəkət edən porşeni 4 ilə f dəliklərindən birincisinin bağlanmasıdan sonra tormozlama effektivliyi artacaq. İkinci dəliyin bağlanmasıdan sonra isə porşen 4 və ştok l e kamerasında qapadılmış maye ilə əlaqələnəcək. Tormozlayıcı qurğusunun belə konstruksiyası dempferləmə prosesinin səlis başlanmasını təmin edir.

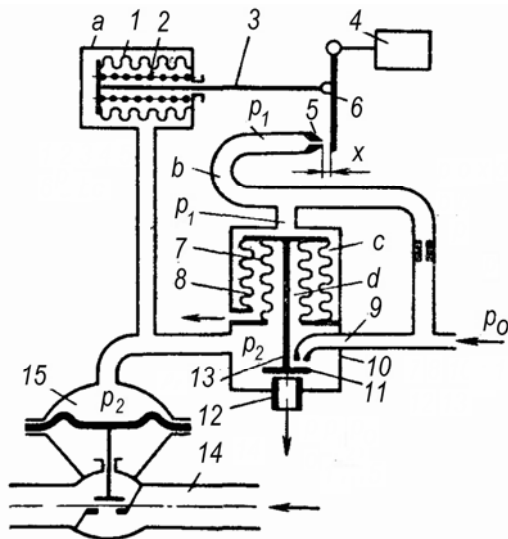
5.3.3. Pnevmatik tənzimləyicilər

5.3.3.1. Pnevmatik sərf tənzimləyiciləri

Sıxılmış hava sərfinin avtomatik pnevmatik tənzimləyiciləri maşınqayırmada geniş tətbiq tapmışdır ki, onlardan birinin sxemi 5.3.15-ci şəkildə göstərilir.

Tənzimlənən parametrin (magistraldakı $l4$ axan hava sərfi) dəyişməsi ilə əmələ gələn signal (təzyiqin dəyişməsi şəklində) vericiyə 4 ötürülür ki, o da, tənzimləyicinin qapadıcının 6 yerini dəyişərək, ucluq 5 və qapadıcı 6 arasındakı x məsafəsini dəyişir. Nəticədə, ucluq öncəki b kamerasında p_1 təzyiqi və 8 saylı silfonun

c kamerasındakı təzyiq dəyişir (x məsafəsinin azalması ilə p_1 təzyiqi artır və əksinə). Bununla bağlı olaraq tənzimləyicinin çıxışında p_2 təzyiqi də dəyişir, hansı ki icraçı mexanizmin (baxılan halda magistraldakı 14 bağlayıcı ventilin membranlı intiqalı 15) qidalandırmasına xidmət edən mühitin təzyiqidir. p_2 təzyiqi həmçinin sahəsi 8 saylı silfonundan kiçik olan ikinci silfona 7 təsir edir.



Şəkil 5.3.15. Hava sərfinin pnevmatik tənzimləyicisinin prinsipial sxemi

Tənzimlənən parametrin müxtəlif qiymətlərdə prosesin müvazinət vəziyyətini təmin etmək üçün tənzimləyicinin sxemində 1 saylı silfonun a kamerası və yaydan 2 ibarət əks əlaqə daxil edilmişdir, hansı ki sakitləşdirici rolunu oynayır. Tənzimlənən hava axınının p_2 təzyiqi a kamerasına ötürülür. Bu təzyiq, 1 saylı silfona təsir edərək, stokun 3 köməyi ilə qapadıcının 6 əlavə yerdəyişməsi ilə vericiyə 4 daxil olan giriş signalını zəiflədir.

Verilmiş sxemdə a silfona daxil olan signal ucluq-qapadıcı

vasitəsilə gücləndirilir (gücləndiricinin birinci pilləsi), silfon qutusu 10 isə gücləndiricinin ikinci pilləsi olaraq, tənzimlənən drosselin 11, 12 vasitəsilə havanın təzyiqini p_1 -dən icraçı mexanizmin girişindəki p_2 təzyiqə qədər artırır.

İkinci pillə gücləndiricisi olan 10 silfon qutusunun işi aşağıdakından ibarətdir. p_0 təzyiqli sıxılmış hava, ucluq-qapadıcı tipli tənzimlənən drosseli 9, 11 keçərək, d silfon kamerasına daxil olur. Bu kamera bir tərəfdən membran intiqalının boşluğu 15 ilə birləşmiş və eyni zamanda həmin 11 qapadıcı və 12 sayılı borucuqdan ibarət ikinci tənzimlənən drossel vasitəsilə atmosferlə əlaqələnir. Qapadıcı 11 mil vasitəsilə silfon qutusu 10 ilə əlaqələnib ki, bunun nəticəsində onun ucluq 9 kəsiyi və drenaj (axıdıcı) borusunun 12 yan səthinin arasındakı məsafəsi birinci pillə gücləndiricinin (5 ucluğunun önündəki təzyiq p_1) təzyiqi ilə müəyyən olunur. Qapadıcının 11 aşağı yerdəyişməsi zamanı onun və 9 sayılı ucluğu arasındakı keçid kəsiyi böyüyür və eyni zamanda qapadıcının və borusu 12 arasındakı keçid yarığının kəsiyi azalır. 12 borusunun keçid kəsiyinin qapadıcı 11 ilə tam bağlanması nəticəsində d kamerasında, həm də membranlı intiqalında 15 maksimal təzyiq yaranacaq.

Silfon vericisinin müvazinəti aşağıdakı tənliklə təyin olunur:

$$p_1 F_1 = p_2 F_2, \quad (5.3.1)$$

haradakı F_1 və F_2 – müvafiq olaraq 7 və 8 silfonların işçi sahələridir. $F_1 > F_2$ olduğunu nəzərə alaraq $p_2 > p_1$ olmalıdır.

5.3.3.2. Pnevmatik təzyiq tənzimləyiciləri

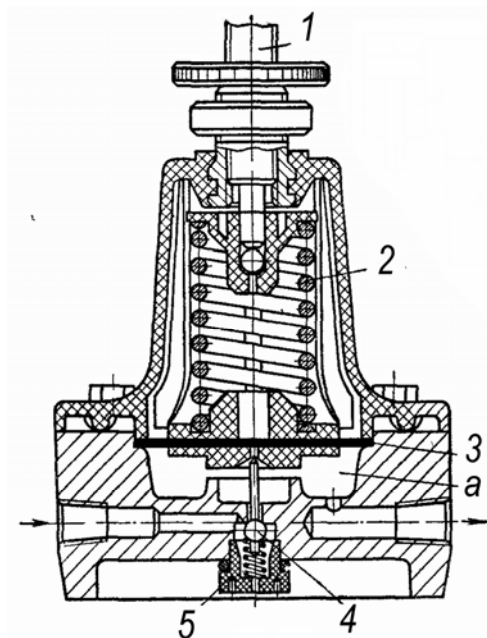
Pnevmatik sistemlərin normal işləməsi üçün onlar xüsusi təzyiq tənzimləyiciləri (təzyiq reduktorları və ya reduksiya klapanları) vasitəsilə təmin olunan müntəzəm təzyiqli hava ilə qidalanmalıdırlar.

Təzyiq reduktoru – sıxılmış hava axının təzyiqinin avtomatik

aşağı salınmasını və özündən sonra onun köklənmiş səviyyədə avtomatik olaraq saxlanılmasını təmin edən tənzimləyicidir.

Hava reduktorları qismində onların əsasən diafraqmalı və silfonlu növləri istifadə olunur. Bu reduktorlar diafraqma və silfonun məhdud möhkəmliyi nəticəsində nisbətən yüksək olmayan təzyiqlərin (3,0...4,0 MPa-ə qədər) alınması üçün tətbiq olunur.

Qazlarla iş üçün nəzərdə tutulan klapanalardakı BTE adətən çıxıntılı kənarlı yuvaya oturdulan lövhə şəkilli rezinləşdirilmiş və ya elastik materialdan olan klapanalər şəklində hazırlanır (nadir hallarda kürəvi BTE-ər tətbiq olunur).



Şəkil 5.3.16. Pnevmatik təzyiq reduktoru (tənzimləyicisi)

5.3.16-ci şəkildə təcrübədə təzyiq stabilləşdiricisi (reduktoru) adını almış belə təyinatlı aparatlardan biri göstərilib. Onun işləmə prinsipi qidalanma şəbəkəsində havanın təzyiqinin və sərfinin dəyişməsi zamanı hava axınının klapanadakı keçmə kəsiyinin

avtomatik dəyişdirilməsi ilə reduktorun çıxışında (sistemin qidalandırıcı xəttində) havanın təzyiqinin sabitliyini saxlanmasına əsaslanıb. Reduktorun çıxışı ilə bağlı a kamerasında təzyiq tərəddüdləri zamanı hava axınının keçid dəliyini tənzimləyən drosselli klapanın mövqeyinin avtomatik dəyişilməsi ilə çıxış təzyiqinin sabitliyi təmin olunur.

Stabilizatorun çıxışında tələb olunan işçi təzyiqin yaradılması üçün tənzimləyici (drosselli) vinti 1 istifadə olunur. Onun köməyi ilə yayla 5 yəhərdə saxlanılan və membranla 3 ilə bağlı klapanına 4 təsir edən 2 sayılı yayın gücü dəyişdirilir. Şəbəkədə havanın təzyiqinin və sərfinin dəyişməsi membranın 3 və klapanın 4 yerdəyişməsinə gətirir, nəticədə membrana 3 təsir edən qüvvələrin bərabərləşməsi və a kamerasında təzyiqin stabilləşməsinə qədər hava axınının keçid dəliyini dəyişir.

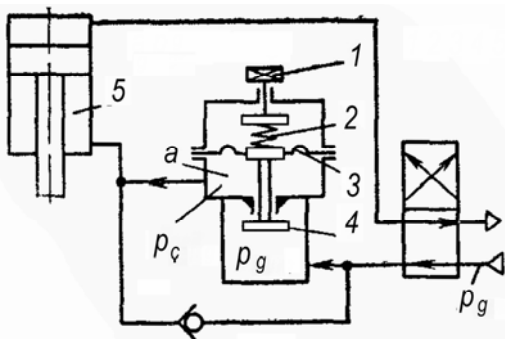
İstehlak olunan havanın sərfinin artması və ya gətirilən hava şəbəkəsində təzyiqin azalması ilə reduktorun a kamerasında təzyiqin azalması baş verdikdə yayın 2 təsiri ilə membran 3 klapanla 4 ilə birgə aşağı doğru hərəkət edir, bununla hava axının keçid dəliyini artıraraq, a kamerasındakı verilmiş təzyiq yenidən bərpa olunur.

a kamerasında təzyiqin qalxması isə reduktorda əks proseslərin getməsinə səbəb olacaq. a kamerasında təzyiqin cüzi dəyişməsi ani olaraq klapanının 4 vəziyyətinin dəyişməsinə təkan verəcək.

5.3.17-ci şəkildə pnevmatik güc silindrinin 5 ştok (aşağı) boşluğunda təzyiqi $p_{\text{ç}}$ qidalanma magistralının təzyiqindən p_{g} aşağı olmalı ($p_{\text{ç}} < p_{\text{нит}}$) və onun qidalanma xəttinə yerləşdirilmiş diafraqmalı təzyiq tənzimləyicinin pnevmatik intiqalın sxeminə qoşulması göstərilmişdir.

Tənzimləyicinin (a kamerası) çıxışında havanın $p_{\text{ç}}$ təzyiqinin qalxması zamanı 3 sayılı membran yuxarı əyilir və, yayın 2 qüvvəsini dəf edib, klapanın 4 yastı qapadıcını yuxarı apararaq, onun keçid kəsiyini azaldır. Çıxışda təzyiqin düşməsində isə

klapanın keçid dəliyi böyüyür. Tənzimləyicinin tələb olunan təzyiqə sazlanması yayın 2 sıxan vinti 1 ilə həyata yerinə yetirilir.



Şəkil 5.3.17. Təzyiq reduktorunun pnevmatik intiqalında tətbiqin sxemi

5.3.3.3. Proporsional pnevmatik təzyiq reduktorları

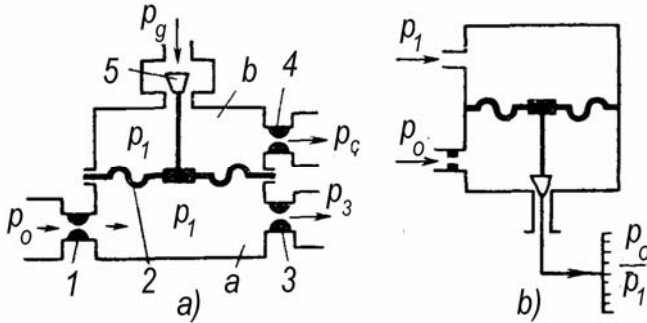
Pnevmoavtomatika sistemlərində proporsional reduksiya xüsusiyyətinə malik (verilmiş nisbətdə təzyiqin reduksiya olunması) ardıcıl olaraq iki və daha çox drossellərin və reduksiya klapanı ilə ardıcıl birləşməsindən alınan təzyiq tənzimləyici qurğularından istifadə olunur.

Belə tənzimləyicinin *diafraqmalı* növünün prinsipial sxemi 5.3.18, *a* şəkildə göstərilib. Tənzimləyici membran 2 ilə ayrılan iki – *a* və *b* kameralarından ibarətdir. Membran 2 yuxarı *b* kamerasında quraşdırılmış reduksiya klapanı 5 ilə əlaqələndir. Aşağı 3 axma kamerasının girişində və çıxışında sabit müqavimətli 1 və 3 sayılı, yuxarı kameranın çıxışında 4 sayılı drosselləri quraşdırılıb.

Aşağı kamerada $p_o > p_1 > p_3$ bərabərsizliyi ilə təyin olunan p_1 təzyiqi membrana təsir edir, haradakı p_o – drosselin 1 qarşısındakı təzyiq, p_3 – 3 sayılı drosselindən sonrakı təzyiqdir.

Bu 1 və 2 drossellərinin müvafiq f_1 və f_3 en kəsiklərinin seçimi ilə aşağı, həmçinin yuxarı (membran üstü) *b* kamerada

(hesablamalarda membran materialın tamamilə elastik olması qəbul olunur) da saxlanılan tələb olunan p_1 təzyiqi yaranır, yuxarı kameranın çıxışında drosselin 4 kəsiyinin f_4 seçimi ilə isə reduksiya klapanı 5 vasitəsilə hava sərfi tənzimlənir.



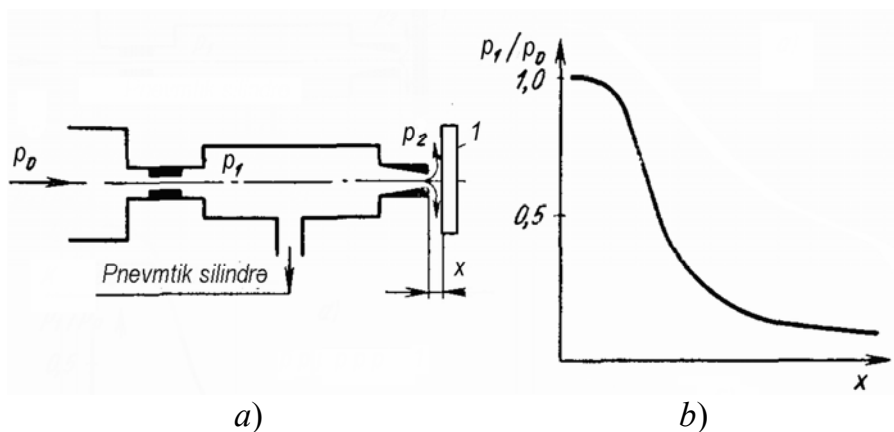
Şəkil 5.3.18. Təzyiqi tənzimləyən cihazlar

Baxılan tənzimləyicinin hesablanması 1, 3 və 4 sayılı drossellər vasitəsilə a və b kameralarının (tutumlarının) hava axınları ilə dolması və boşaldılmasının hesablanması ilə aparılır. Təhlil göstərir ki, a kamerasında p_1 təzyiqi və bu kameranın girişindəki p_o təzyiqinin nisbəti p_1/p_o drossellərinin sahələr nisbətləri f_3/f_1 ilə müəyyən olunacaq ($p_o f_1 = p_2 f_3$).

Elektrik potensiometrinə analogi olaraq baxılan kameranı pnevmatik potensiometri adlandırırlar.

Həmin prinsip əsasında qurulmuş 5.3.18, b şəkildə analogi təzyiq nisbəti p_o/p_1 vericisinin sxemi göstərilmişdir.

Tənzimlənən çıxış *ucluq-qapadıcı drosselli* növlü axma kamerası pnevmohidravlik izləyici intiqallarında gücləndiricinin birinci pillə qismində geniş tətbiq olunur. a qapadıcı lövhənin x məsafəsini dəyişərək, yəni çıxış tənzimləmə drosselinin keçid kəsiyini dəyişərək axma (drossellərarası) kamera və onunla birləşmiş pnevmatik güc silindrindəki p_1 təzyiqini idarə etmək olar (şəkil 5.3.19, a). 5.3.19, b-ki şəkildə bu sistemin axın kameradakı $p_1/p_o = f(x)$ funksiyasının təcrübi əyrisi göstərilib ($p_o = \text{const}$).



Şəkil 5.3.19. Ucluq-qapadıcı növlü drosselli axar pnevmatik kamerası:

a – prinsipial sxemi; b – axın kameradakı təzyiqin aralıq məsafədən x asılılığı

Qidalanmanın aşağı təzyiqlərində ($p_o \leq 0,5$ MPa) bu tip pnevmatik qurğular üçün təqribi hidravlik qurğular kimi hər iki drosseldən O sabit sərf bərabərliyindən istifadə etmək olar.

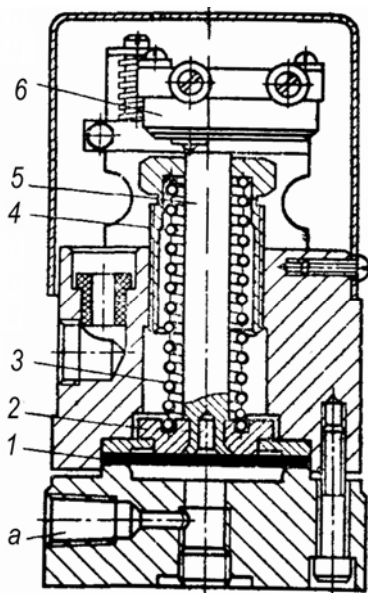
5.3.4. Pnevmatik köməkçi aparatlar

5.3.4.1. Elektropnevmatik rele və təzyiq indikatoru

Pnevmatik sistemlərdə təzyiq nəzarətin aparması üçün idarə elektrik xəttinə qoşulmuş mikroaçarın kontaktlarına təsir vasitəsilə təzyiq releləri tətbiq olunur. Rele üzərinə işçi hava təzyiqi təsir edən və yayla yüklənmiş membrandan *1* ibarətdir (şəkil 5.3.20).

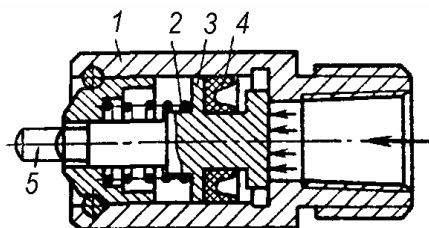
a kanalına daxil olan havanın təzyiqi membranla l lövhəyə (“göbələyə”) 2 və itələyicisinə 5 təsir edir. Əgər hava təzyiqinin qüvvəsi yayın 3 göstərdiyi əks təsiri üstələyirsə, onda itələyici 5

yerini dəyişir (qalxır) və mikroaçarın 6 ştiftinə təsir edir.



Şəkil 5.3.20. Pnevmatik təzyiq relesi

Təzyiq indikatoru adlanan iş prinsipinə görə hidravlik indikatoruna oxşar olan qurğu pnevmatik sistemin müəyyən yerlərində ifrat təzyiqin olması barədə siqnalın verilməsi üçün istifadə olunur (şəkil 5.3.21).

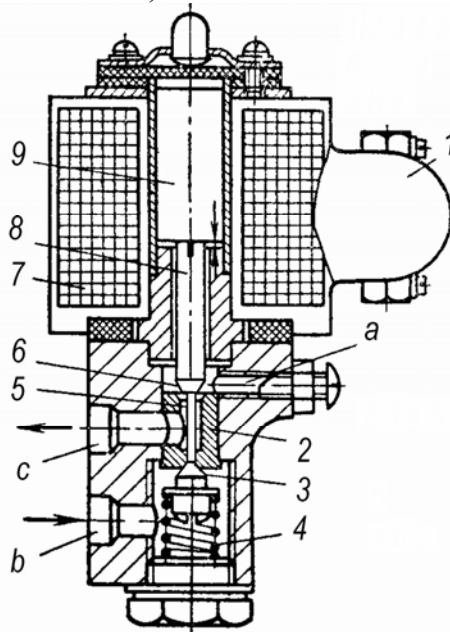


Şəkil 5.3.21. Pnevmatik təzyiq indikatorunun konstruktiv sxemi

Bu indikator birtəsirli miniatür güc silindrindən ibarətdir. Silindrin gövdəsində 1 rezin manjeti 4 ilə kipləşdirilən kiçik diametrli porşen 3 hərəkət edir. Pnevmatik sistemin nəzarət olunan hissəsində təzyiq olmadıqda bu porşen 3 yayın 2 təsiri ilə sağ kənar vəziyyətdə olur. Təzyiq yarandıqda isə hava, yayı 2 sıxaraq, porşeni sola hərəkətə gətirir. İrəli çıxmış ştok 5 mexaniki və elektrik cihazlar vasitəsilə təzyiq indikatorunun qoşulduğu pnevmatik xəttin o sahəsində təzyiqin olması barədə siqnal verir.

5.4.3.2. Elektropnevmatik ventillər

Pnevmoavtomatik sistemlərdə hava magistrallarının məsafədən idarə edilməsi üçün keçid kanalları elektromaqnitlə idarə olunan konusvari klapenlərlə açılıb bağlanan ventillərdən istifadə olunur (şəkil 5.3.22).



Şəkil 5.3.22. Elektropnevmatik ventillər

Klemmlar (sıxaclar) qutusundan 1 ötürülən elektrik cərəyanın verildiyi zamanı lövbər 9 aşağı enir, itələyici 8 və konusvarı klapanın 6 köməyi ilə oturacaq oymağın 2 yuxarısındakı dəliyi bağlayır və eyni zamanda itələyici 5 vasitəsilə, aşağı klapanı 3 basaraq onu oymağın 2 yəhərindən aralandırır və bununla aşağı dəliyi açır. Bu zaman magistraldan b dəliyinə gələn sıxılmış hava c dəliyindən istifadəçiyə yönəlir.

Makaranın (elektrik sargını) 7 elektriksizləşdirilməsi zamanı yay 4 , aşağı klapanı 3 yuxarı itələyərək, magistraldan gələn havanın qarşısını alır. Bununla eyni vaxtda yuxarı klapan 6 , yuxarı hərəkət edərək, istifadəçi sistemindən klapanın oymağının yəhərindəki 2 kanal vasitəsilə ventilin çıxışı c və axıtma dəliyindən a atmosfərə buraxılmanı təmin edir.

5.3.5. Hidropnevmatik təzyiq çeviricisi

Verilmiş hava təzyiqdə pnevmatik aqreqların rasional ölçülərində lazımı qüvvələri almaq üçün kifayət olmadıqda, onda nisbətən yüksək olmayan hava təzyiqinin sistemin hidravlik hissəsinin işçi mayenin yüksək təzyiqinə çevrildiyi pnevmohidravlik çeviricilərdən istifadə olunur. Xüsusilə, belə gücləndiricilər metalkəsən dəzgahların ötürücü mexanizmlərində tətbiq olunur, hansı ki onların tətbiqi zamanı yüksək olmayan hava təzyiqində əhəmiyyətli ötürülmə qüvvəsini əldə etmək mümkündür.

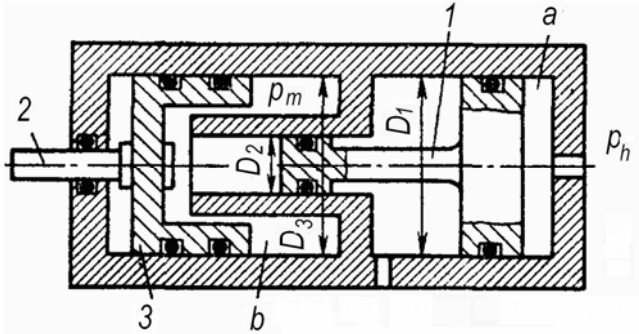
Şəkil 5.3.23-də geniş yayılmış pnevmohidravlik təzyiq çeviricisinin konstruktiv sxemi göstərilib. Sıxılmış hava p_h təzyiqi altında çeviricinin silindrinin sol a boşluğuna verilir və, diferensial porşeninə 1 təsir edərək, yüksək təzyiq p_m altında mayeni sıxışdırıb b kamerasına itələyir. Bu təzyiq p_m porşenə 3 təsir edir və onun stokunda 2 yüksək qüvvə yaradır.

b kamerasındakı təzyiq bərabərdir:

$$p_m = p_h \frac{D_1^2}{D_2^2}. \quad (5.3.2)$$

2 saylı ştokda yaranan qüvvə:

$$P = p_m \frac{\pi}{4} D_3^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D_1^2 D_3^2}{D_2^2} p_h. \quad (5.3.3)$$

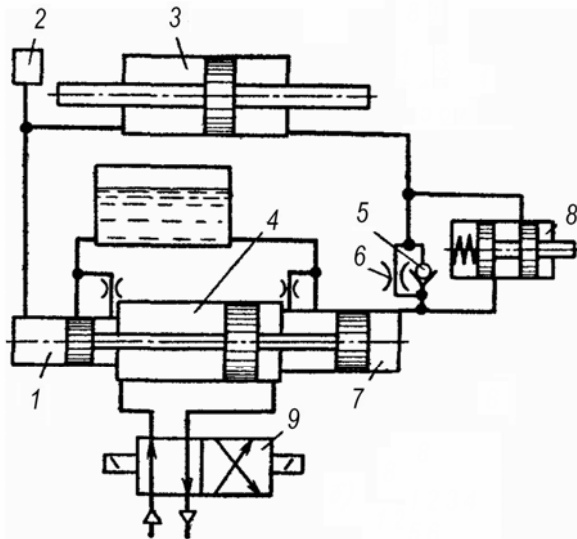


Şəkil 5.3.23. Hidropnevmatik təzyiq çeviricisinin konstruktiv sxemi

Dəlmə dəzgahının təzyiq çeviricisi ilə təchiz olunmuş veriş mexanizminin sxemi şəkil 5.3.2.4-də göstərilmişdir. Bu sxemdə böyük diametrlı pnevmatik silindri 4 dəzgahın veriş mexanizminin kiçik diametrlı iki 1 və 7 hidravlik silindrlərini hərəkətə gətirir, hansılar isə icraçı güc hidravlik silindri 3 işçi maye ilə qidalandırır.

1 və 7 hidravlik silindrlərin boşluqlarında p_m təzyiqi pnevmatik silindrinə 4 verilən hava təzyiqindən p_h yüksəkdir. O, diferensial porşenin böyük F və kiçik f sahələrinin nisbətində proporsionaldır.

$$p_m = p_h \frac{F}{f}. \quad (5.3.4)$$



Şəkil 5.3.24. Pnevmatik sistemdə hidropnevmatik təzyiq çeviricisinin tətbiqinin sxemi

Sıxılmış hava elektromaqnit intiqallı yastı zolotnik 9 ilə paylaşdırılır. Havanın pnevmatik silindrin 4 sağ boşluğuna verildiği zamanı onun porşenini sola doğru yerini dəyişir, nəticədə çeviricinin hidravlik silindrinin 1 porşeni dəzgahın veriş mexanizminin güc hidravlik silindrinə 3 mayeni ötürür.

Eyni zamanda hidravlik silindrin 3 sağ boşluğundakı maye drossel 6 və əks klapanı 5 ibarət sürət tənzimləyicisi vasitəsilə mayeni çeviricinin silindrinin 7 sağ boşluğuna sıxışdırır.

Sürət tənzimləyicisi tənzimlənən drossel 6, əks klapanı 5 və vericinin 2 siqnalları əsasında elektromaqnitlə idarə olunan dolay (baypas) zolotnikinə 8 malikdir. Güc hidravlik silindrin 3 porşeninin gedişinin əvvəlində maye drosselindən 6 yan keçərək zolotnikin 8 başlanğıc vəziyyətindəki açıq kanalla sıxışdırılır. Zolotnikin elektromaqniti qoşulduqda həmin axıdıcı kanal plunjerlə qapanır və maye drosselindən 6 keçməli olur.

Gedişin birinci hissəsi alətin məmülata tənzimlənməyən

sürətlənmiş yaxınlaşması, ikincisi isə tənzimlənən işçi gedişdir.

Pnevmatik silindrin 4 porşeninin sağa geri gedişi zamanı maye çeviricinin 7 pnevmatik silindrindən əks klapın 5 vasitəsilə hidravlik silindrin 3 sağ boşluğuna ötürülür, nəticədə dəzgahın şpindel sürətlə başlanğıc vəziyyətə qaydır. Bu isə öz növbəsində dəzgahın məhsuldarlığına müsbət təsir edir.

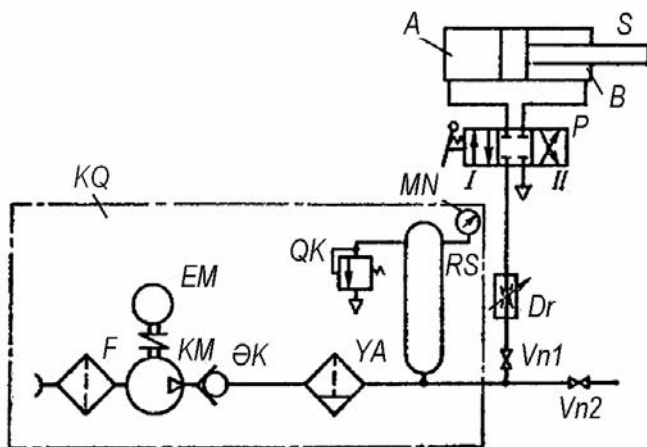
5.4. PNEVMATİK İNTİQALLARIN TİPİK SXEMLƏRİ

5.4.1. Qidalanma mənbəyinə görə pnevmatik intiqalların əsas prinsipial sxemləri

Yuxarıda qeyd olunduğu kimi, pnevmatik intiqallar işçi qazın qidalanma mənbələrindən asılı olaraq kompressor, magistral, akkumulyator və qazogenerator növlərinə bölünürlər.

5.4.1.1. Kompessorlu pnevmatik intiqallar

Kompessorlu tipli pnevmatik intiqallarda pnevmatik mühərriklərə sıxılmış hava həmin intiqala daxil olan kompressorlar vasitəsilə verilir. Şəkil 5.4.1-də irəliləmə hərəkətli kompressorlu pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi verilmişdir.



Şəkil 5.4.1. İrəliləmə hərəkətli kompressorlu pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi

KQ – kompressor qurğusu; EM – elektrik mühərriki;
 KM – kompressor; RS – resiver; P – pnevmatik paylayıcı;
 Dr – drossel; S – pnevmatik güc silindri; $Vn1$, $Vn2$ – ventillər;
 YA – yağ ayırıcısı; QK – qoruyucu klapən

Pnevmatik intiqalın qurğusuna daxildirlər: kompressor qurğusu KQ (elektrik mühərrikli EM intiqallı kompressor KM , resiver (hava tutumu) RS və s.), pnevmatik paylayıcı P , drossel Dr və pnevmatik güc silindri S . Ventillər $Vn1$ və $Vn2$ istehlakçıları kompressor aqreqatına birləşdirilməsini təmin edirlər.

Kompressorla KM sıxılmış hava basqı pnevmatik magistraldan yağ ayırıcısından YA keçərək resiverə RS daxil olur. Ventili $Vn1$ açmaqla sıxılmış hava tənzimləyici drosseli Dr və pnevmatik paylayıcı P keçir və paylayıcının vəziyyətindən asılı olaraq pnevmatik güc silindrin S sol və ya sağ boşluğuna daxil olur. Qoruyucu klapa QK pnevmatik sistemi buraxıla bilən təzyiqindən artıq (ifrat) təzyiqdən qoruyur.

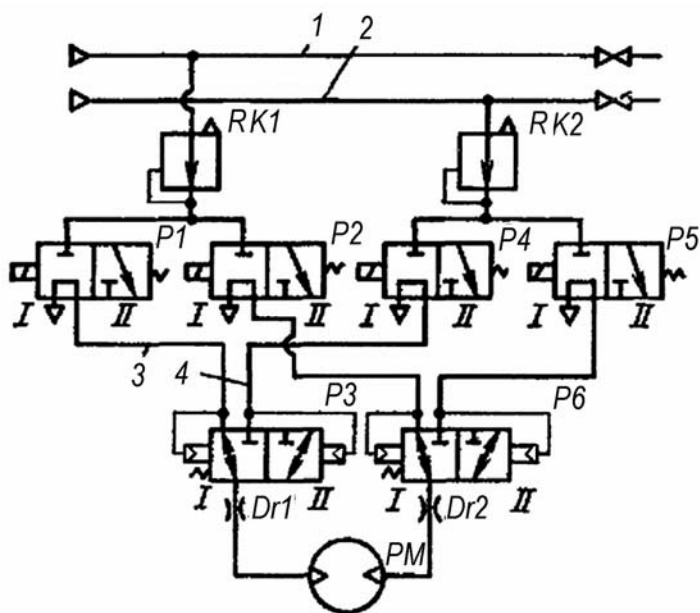
5.4.1.2. Magistrallı pnevmatik intiqallar

Magistrallı tipli pnevmatik intiqallarda pnevmatik mühərriklərə sıxılmış hava intiqala daxil olmayan mənbədən – pnevmatik magistrala verilir. Şəkil 5.4.2-də fırlanma hərəkətli magistrallı pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi verilmişdir.

Bu şəkildə göstərilən pnevmatik intiqalın iş etibarlılığını artırmaq məqsədilə onun tərkibinə əlavə ehtiyat elementlər daxil olunub ki, onların vasitəsilə ehtiyac olduqda həmin pnevmatik intiqal avtomatik olaraq ehtiyat pnevmatik magistrala 2 qoşula bilər.

Pnevmatik intiqalın qurğusuna daxil olan əsas elementlər: pnevmatik motor PM , pnevmatik reduksiya klapanı $RK1$, elektromaqnitlə idarə olunan klapanlı istiqamətləndirici pnevmatik paylayıcılar $P1$ və $P2$. Tənzimlənməyən drossellər $Dr1$ və $Dr2$ pnevmatik motorun PM fırlanma hərəkətinin səlisliyinin təmini üçün tətbiq olunurlar. Pnevmatik intiqalın ehtiyat elementləri: pnevmatik reduksiya klapanı $RK2$ və istiqamətləndirici pnevmatik paylayıcılar $P4$ və $P5$. Pnevmatik idarə olunan pnevmatik paylayıcılar $P3$ və $P6$ pnevmatik intiqalın qidalanmasının

avtomatik şəkildə əsas magistral *1* ehtiyat magistralına *2* qoşulmasını təmin edirlər.



Şəkil 5.4.2. Fırlanma hərəkətli magistrallı pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi

PM – pnevmatik motoru; *RK1*, *RK2* – pnevmatik reduksiya klapanı; *P1*, *P2*, *P3*, *P5*, *P6* – pnevmatik paylayıcılar;

Dr1, *Dr2* – tənzimlənməyən drossellər;

1 – əsas magistral; *2* – ehtiyat magistral

Pnevmatik intiqalın iş prinsipi aşağıdakı kimidir: sıxılmış hava pnevmatik magistrallardan *1* və *2* p_1 təzyiqlə reduksiya klapanlara *RK* daxil olur və sonra p_2 təzyiqlə istiqamətləndirici paylayıcılara *P1*, *P2*, *P4* və *P5* verilir. İdarəedici signal olmadıqda onlar başlanğıc (pnevmatik xətləri bağlanmış) vəziyyətdə olurlar. Eyni zamanda *P1* və *P4* paylayıcılarının elektromaqnitləri qoşulduqda onların zolotnikləri sola çəkilirlər və bununla sıxılmış

hava 3 və 4 hava pnevmatik xətlərlə P_3 paylayıcıya daxil olur. Bu məqamda P_3 paylayıcısının zolotniki, onun yan səthlərinə bərabər qüvvələr təsir etdiyindən, yayın qüvvəsi ilə ilkin vəziyyətdə qalır və bu səbəbdən sıxılmış hava pnevmatik motora PM yalnız 1 saylı pnevmatik xətdən daxil olub onun valını saat əqrəbi istiqamətində hərəkətə gətirir. İşlənmiş hava P_6 və P_2 paylayıcılar vasitəsilə atmosfərə ötürülür.

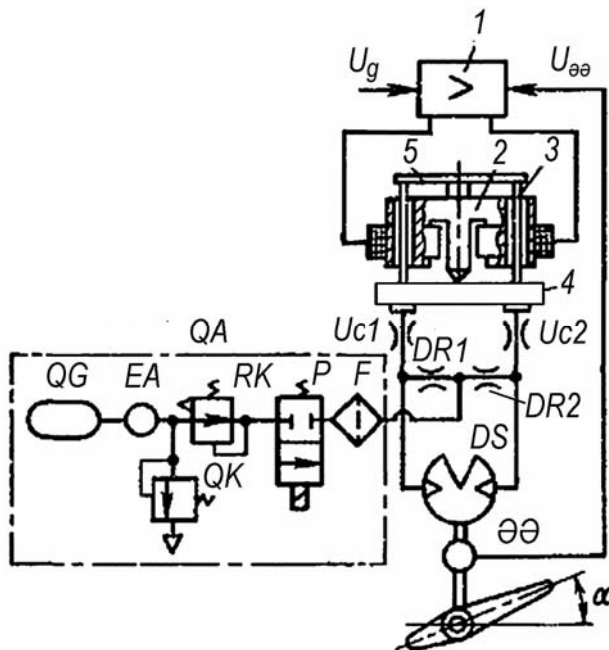
1 saylı magistralda təzyiq olmadığı halda ehtiyat paylayıcıdan P_4 gələn sıxılmış havanın təzyiqin təsiri ilə P_3 paylayıcısının yayı sıxılır və onun zolotniki, sola çəkilərək, nəticədə pnevmatik motoru PM ehtiyat pnevmatik magistral 2 ilə birləşir. Pnevmatik motorun PM fırlanma istiqamətini dəyişmək üçün P_1 və P_4 paylayıcılarının elektromaqnitlərini söndürüb, P_2 və P_5 paylayıcılarının elektromaqnitlərini qoşmaq lasıdır.

5.4.1.3. Qazogeneratorlu pnevmatik intiqallar

Qazogeneratorlu pnevmatik intiqallarda pnevmatik mühərriklərə sıxılmış hava qazogeneratordan verilir. Şəkil 5.4.3-də dönmə hərəkətli qazogeneratorlu izləyici pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi verilmişdir. Pnevmatik intiqalın əsas tərkib hissələri: elektron gücləndiricisi I ; elektropnevmatik gücləndiricisi EPG ; döndərici silindr (moment silindri) DS ; əks əlaqənin potensiometri $\Theta\Theta$ və sıxılmış havanın mənbəyi – qazogenerator aqreqatı QA . Elektropnevmatik gücləndiricisinə EPG ucluq-qapadıcı tipli pnevmatik gücləndiricisi və “III” tipli sarğılı elektromexaniki çeviricisi EMC daxildirlər. Elektromexaniki çeviricinin EMC lövbəri tellər 3 ilə mərkəzləşdirilir, hansılar ki bir ucu ilə lövbərə, digəri ilə isə yastı yaya 5 qoşulmuşdurlar. Qapadıcı 4 bilavasitə lövbərə birləşdirilib. Döndərici mühərrik DS elektropnevmatik gücləndiricisinin EPG pnevmatik körpüsünün diaqonal xəttinə birləşdirilib.

Sıxılmış havanın mənbəyi – qazogenerator aqreqatına QA

daxildir: qazogenerator QG , elektrik alışqanı EA , pnevmatik reduksiya klapanı RK , pnevmatik qoruyucu klapanı QK , elektromaqnitlə idarə olunan klapanlı pnevmatik paylayıcı P və qaz süzgəci (filtr) F .



Şəkil 5.4.3. Dönmə hərəkətli qazogeneratorlu izləyici pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi

İzləyici pnevmatik intiqalın iş prinsipi aşağıdakı kimidir. Elektrik alışqana EA elektrik siqnalı verdikdə qazogenerator QG işə salınır və əmələ gələn isti qazlar təzyiq altında elektropnevmatik gücləndiricisinə EPG daxil olurlar. Burada onlar, sabit müqavimətli drosselləri $DR1$ və $DR2$ və ucluqlarını $U1$ və $U2$ keçərək, atmosfərə atılırlar. Qapadıcının 4 neytral (üfəqi) vəziyyətində pnevmatik döndərici silindrin DS valı tərpənməzdir. Elektropnevmatik gücləndiricinin EPG girişinə gərginlik şəkilində U_g siqnal daxil olduqda bu gərginlik əks əlaqənin siqnal gərginliyi

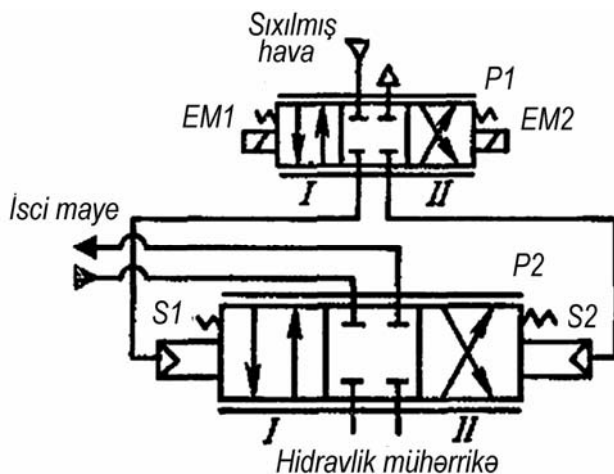
$U_{\partial\partial}$ ilə toplanır. U_g və $U_{\partial\partial}$ gərginliklər fərqi ilə şərtləşdirilmiş elektromexaniki çeviricisinin *EMC* sarğılarında əmələ gələn elektrik cərəyanlar fərfinə görə lövbər qapadıcı 4 ilə birgə ilkin (üfüqi) vəziyyətindən hansı bir ψ bucağına dönmür. Qapadıcının 4 dönməsi ilə ucluqlar və qapadıcı aralarının müqavimətləri dəyişir və drossellər arası kanallarda da təzyiqlər dəyişir. Bu kanallarda əmələ gələn təzyiqlər fərfinə Δp görə döndərici silindrin valı α bucağına dönməli olur. Valın dönməsi ilə əks əlaqənin signal gərginliyi $U_{\partial\partial}$ də dəyişməli olur. Dönmə hərəkəti o vaxta kimi davam edəcəkdir ki, giriş signalının U_g və əks əlaqənin signalı $U_{\partial\partial}$ gərginliklər arasındakı fərqi 0 bərabər olsun. Yəni, bu pnevmatik intiqalında döndərici silindrin valı sistemə daxil olan giriş signalını U_g izləyir.

5.4.2. Pnevmohidravlik intiqallar və onların fraqmentləri

Hidravlik və pnevmatik intiqalların üstüncəhətlərinə malik olmaq üçün bir sıra hallarda, xüsusən intiqallarının iş prosesin və tərkibində olan avadanlıqların idarə olunmasında hidravlikanın və pnevmatikanın vəhdətindən ibarət kombine olunmuş pnevmohidravlik sxemlər tətbiq olunur.

5.4.2.1. Pnevmohidravlik paylayıcılar

Ən sadə halda hidravlik sistemin paylayıcı zolotnikinin hərəkət intiqalı üçün sıxılmış hava tətbiq olunur. 5.4.4-də şəkildə ikipilləli zolotnikli elektropnevmohidravlik gücləndiricisinin *EPHG* prinsipial sxemi göstərilmişdir. Gücləndiricinin *EPHG* birinci pilləsi elektromaqnitlərlə *EM1* və *EM2* idarə olunan drosseləşdirici pnevmatik paylayıcı *R1*-dir, ikinci pilləsi isə həmin pnevmatik paylayıcının *R1* pnevmatik xətlərinə birləşdirilmiş iki *S1* və *S2* silfonlu pnevmatik servosilindrlərlə hərəkətə gətirilən drosseləşdirici əsas hidravlik paylayıcı *R2*-dir



Şəkil 5.4.4. İkipilləli zolotnikli elektropnevmohidravlik gücləndiricinin prinsipial sxemi

Köməkçi pnevmatik zolotniki hərəkətə gətirən $R1$ elektromaqnitlərin vəziyyətindən asılı olaraq sıxılmış hava $S1$ və ya $S2$ pnevmatik silindrlərinə ötürülür ki, bununla da əsas paylayıcı $R2$ zolotnikinin tələb olunan idarəsi həyata keçirilir.

5.4.2.2. Pnevmatik intiqalların hidravlik sürət azaldıcısı

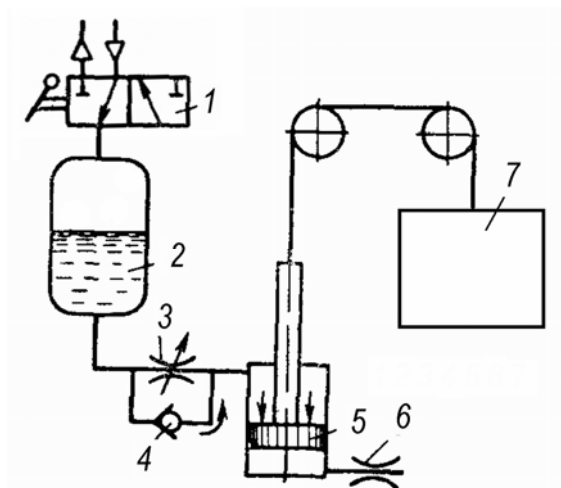
Havanın yüksək sıxılması nəticəsində pnevmatik icraçı mühərrikin sürətinin tənzimlənməsi və xüsusilə porşenin verilmiş hərəkət qanununun təmini çox çətindir. Buna görə pnevmatik icraçı mühərriklərin sürətinin tənzimlənməsi üçün hidravlik tənzimləyicilərdən istifadə olunur. Bu cür kombinə olunmuş pnevmohidravlik sistemlərdə sıxılmış hava enerji mənbəyi rolunu oynayır, porşenin hərəkət sürətinin tənzimlənməsi isə hidravlik qurğularla təmin olunur.

Şəkil 5.4.5-də metallurgiya sobasının qapağının 7 tənzimlənməyən sürətlə qalxması və drossel 3 vasitəsilə tənzimlənən sürətlə enməsi üçün nəzərdə tutulmuş

pnevmohidarvlik intiqalın sxemi göstərilib.

İki vəziyyətli üç xətlə pnevmatik paylayıcının 1 zolotnikinin işə qoşulması zamanı sıxılmış hava qidalanma sistemindən yağ-hava (aralıq) tutumuna 2 ötürülür və oradan, mayeni hidravlik silindrin ştok boşluğuna sıxışdıraraq, porşeni aşağı itələyir və bununla sobanın qapağını 7 qaldırır.

Qapağın qalxmasının sürət məhdudiyyətini aradan qaldırmaq üçün drossel 3 ilə paralel əks klapan 4 quraşdırılıb. Silindrin qeyri-işçi (aşağı) boşluğunda porşenin 5 dayanıqlı hərəkətini təmin edən, bu boşluqda əks təzyiq yaradan hava drosseli 6 quraşdırılıb



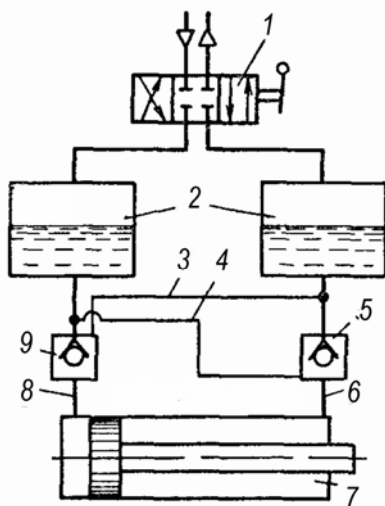
Şəkil 5.4.5. Hidravlik sürət azaldıcılı pnevmatik intiqalın sxemi

Zolotnikin 1 ikinci vəziyyətə keçirilməsi zamanı hava tutumdan 2 atmosfərə buraxılır və arakəsmə öz çəkisinin təsiri ilə onun düşmə sürətini tənzimləyən drossel 3 vasitəsilə mayeni silindrin yuxarı boşluğundan yenidən tutuma sıxışdıraraq aşağı düşür.

Şəkil 5.4.6-da iki yağ-hava tutumlu, ikitəsirli güc hidravlik

silindri 2 və hava magistralında üç vəziyyətli zolotniki 1 olan analogi intiqal göstərilmişdir.

Zolotnikin 1 orta mövqeyində hər iki tutuma 2 sıxılmış havanın ötürülmə xətləri bağlıdır. Paylayıcının sağ vəziyyətində isə sıxılmış hava sol tutumuna 2 ötürülür ki, oradan əks klapanı 9 və boru kəməri ilə mayeni hidravlik silindrin 7 sol boşluğuna və eyni zamanda dolama boru kəməri vasitəsilə sağ (porşen) boşluğuna sıxışdırır. Porşenin sol və sağ işçi sahələrinin fərqi görə o bu halda sağa hərəkət edir. Bu zaman işçi sahə ştok kəsiyinin sahəsidir.



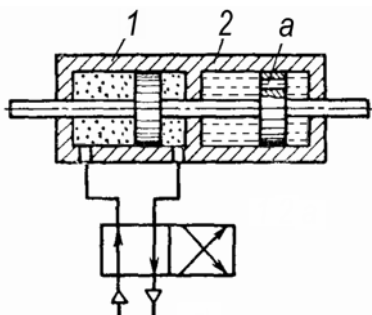
Şəkil 5.4.6. İki qaz-maye tutumlu hidravlik sürət azaldıcısı olan pnevmatik intiqalın sxemi

Zolotnikin sol vəziyyətə çevrilməsi zamanı sıxılmış hava sağ tutuma 2 ötürülür və oradan əks klapanı 5 və boru kəməri 6 vasitəsilə mayeni hidravlik silindrinin 7 sağ (ştok) boşluğuna sıxışdırır. Eyni vaxtda maye dolama boru kəməri 3 vasitəsilə idarə olunan əks klapana (hidravlik qıfıla) 9 daxil olur, hansı ki hidravlik

silindrinin 7 sol boşluğundan sol tutumuna işlənmiş mayenin getməyinə imkan verir.

5.4.2.3. Hidravlik tormozlayıcı pnevmatik intiqal

Birincisi pnevmatik güc, ikincisi köməkçi hidravlik tormozlama silindri olan ikisilindrli hidropnevmatik sxemlər tətbiq olunur. Şəkil 5.4.7-də porşenləri ümumi ştokda yerləşdirilmiş pnevmatik güc hidravlik silindri 1 və tormozlama hidravlik silindrinə 2 malik belə pnevmohidravlik intiqalın sxemi göstərilmişdir. Bu sxemdə pnevmatik silindr porşeninin hərəkətinin tormozlanması tormozlama hidravlik silindr porşeninin 2 drossel dəliyi *a* vasitəsilə yerinə yetirilir.



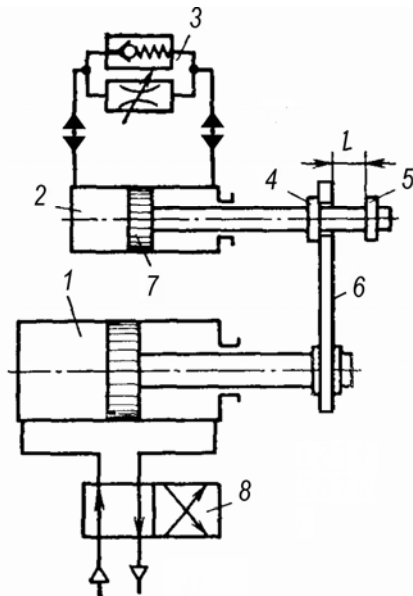
Şəkil 5.4.7. Hidravlik tormozlu pnevmatik güc silindrinin prinsipial sxemi

Şəkil 5.4.8-də dəlmə dəzgahında alətin veriş sürətinin tənzimlənməsi üçün tətbiq olunmuş oxşar pnevmohidravlik intiqalın sxemi verilib. Bu sxemin dörd xətlı pnevmatik paylayıcı 8 ilə idarə olunan güc pnevmatik silindrinin 1 porşeninin ştoku yolun müəyyən hissəsində dempfer rolunu yerinə yetirən tormozlayıcı hidravlik silindrin 2 porşeninin ştokuna bağlıdır.

Sıxılmış havanın pnevmatik güc silindrinin 1 sol boşluğuna

ötürülməsi zamanı onun porşeni sağa hərəkət edir. Porşenin gedişinin birinci hissəsində o, hidravlik silindr 2 ştokunda 4 və 5 dayaqaları ilə məhdudlaşmış 1 yolunda, yüksək sürətlə hərəkət edir, çünki hidravlik dempfer buna mane olmur. Pnevmatik silindrin 1 porşen ştokunda yerləşdirilmiş manivela 6 dayağa 5 çatdıqda pnevmatik silindr 1 porşeninin hərəkət sürəti azalır. Bu sürət silindrin 2 sağ boşluğundan sol boşluğuna mayenin sıxışdırılmalı olduğu sürət tənzimləyicisinin drosselinin 3 müqaviməti ilə məhdudlaşır.

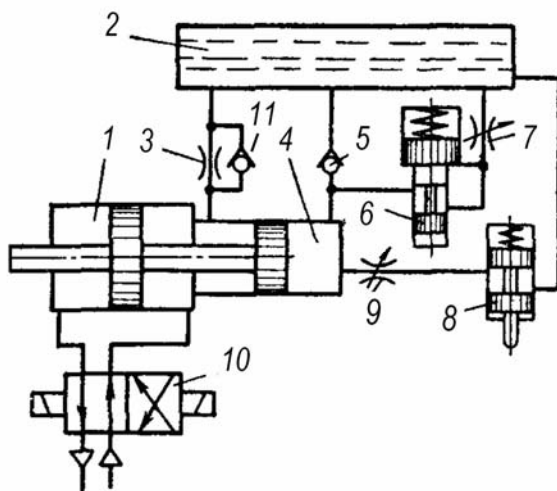
Pnevmatik silindr 1 porşeninin geri hərəkəti zamanı sürəti məhdudlaşmır, çünki tormozlama silindrinin 2 sol boşluğundan sıxışdırılan maye tənzimləyicisinin 3 drosselindən yan əks klapanından keçir. Manivelanın 4 saylı dayağına gəlməsinə kimi tormozlama silindrinin 2 porşeni 7 yerini dəyişmir və pnevmatik silindr 1 porşeni yüksək sürətlə hərəkət edir.



Şəkil 5.4.8. Hidravlik tormozlu pnevmatik
intiqalın sxemi

5.4.2.4. Hidravlik sürət stabilləşdiricili pnevmatik intiqal

Pnevmatik intiqalın çıxış bəndinin sürətinin tənzimlənməsi üçün sürət stabilizatorları və axıdıcı klapanları tətbiq olunur ki, bunlardan birincisi yükün dəyişməsində sabit sürəti, ikincisi isə yüksək sürət hərəkətindən sonra asta yerdəyişməsini təmin edir. Şəkil 5.4.9-da bu tip qurğunun tətbiq olunduğu dəlmə dəzgahının veriş sxemi göstərilib. Bu sxemdə elektromaqnitlə idarəli paylayıcı 10 tətbiq olunub. Bu paylayıcı vasitəsilə iki porşenli pnevmatik güc silindrin 1 sol boşluğuna sıxılmış havanın ötürülməsi zamanı onun porşeni köməkçi hidravlik silindrin 4 porşeni ilə birlikdə sağa hərəkət edir. Bu zaman hidravlik silindrin 4 porşeni reduksiya klapanı 6, drossellər 7 və 9 və mexaniki idarəli boşaltma klapanı 8 vasitəsilə yağı sağ boşluğundan çənə 2 sıxışdırır. Bu vaxt hidravlik silindrinin 4 sol boşluğunun maye ilə dolması əks klapan 11 vasitəsilə çəndən 2 baş verir.



Şəkil 5.4.9. Hidravlik sürət stabilləşdiricili pnevmatik intiqalın sxemi

Həmin dövrdə pnevmatik silindr *1* porşenin və onunla bağlı olan dəzgahın veriş mexanizminin işçi yerdəyişməsi baş verir. Bu yerdəyişmənin sürəti *7* və *9* drossellərinin tənzimlənməsi ilə müəyyən olunur.

Verilmiş müəyyən momentdə boşaltma klapanı *8* dəzgahın veriş mexanizmində quraşdırılmış yumruquğun köməyi ilə bağlı (yuxarı) vəziyyətinə keçir, sonra maye hidravlik silindrindən *4* çənə yalnız reduksiya klapanı *6* üzərində yerləşmiş drossel *7* ilə ötürülür, nəticədə porşenin hərəkət sürəti drosselin *7* tənzimlənməsinə uyğun olaraq azalır.

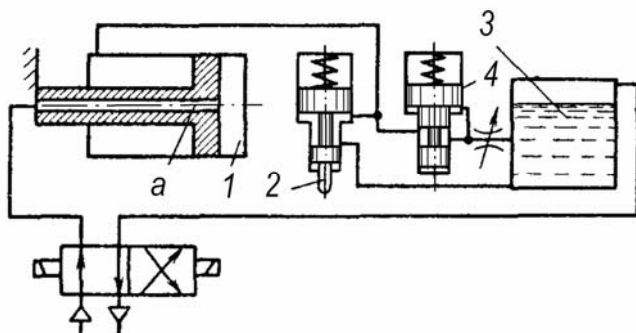
İşçi gedişin sonunda paylayıcının *10* vəziyyəti çevrilir, sıxılmış hava, pnevmatik silindrin *1* sol boşluğuna ötürülərək, porşeni sağa itələyəcək. Bu vaxtı yağ hidravlik silindrin *4* sol boşluğundan əks gediş sürətini tənzimləyən drossel *3* vasitəsilə çənə *2* axıdılır. Bu zaman yağ *4* sayılı silindrin sağ boşluğa əks klapandan *5* sərbəst daxil olur.

Sistemdə reduksiya klapanın *6* olması drossel *7*-də köklənmiş təzyiq düşküsünü sabit saxlanmasını təmin edir və bununla da pnevmatik güc silindrinin *1* yüklənməsindən asılı olmayaraq silindrin *4* maye sərfini stabil saxlayır.

Dəlmə-yonma dəzgahının güc başlığının pnevmohidravlik veriş sisteminin analoji sxemi 5.4.10 şəklində göstərilib. Tətbiq olunan sistemində sağ boşluğu pnevmatik və sol boşluğu hidravlik olan yeganə silindr *1* tətbiq olunur, hansı ki dəzgah başlığının hərəkətli gövdəsində, ştoku isə dəzgahın qeyri-mütəhərrik hissəsinə bərkidilib.

Silindrin *1* gövdəsinin sağa yerdəyişməsi üçün sıxılmış hava ştokun kanallından *a* silindrinin sağ boşluğuna ötürülür. Axıtma klapanı *2* sistemin başlanğıc vəziyyətində dəzgahın mütəhərrik hissəsinin dayağı ilə batırılmış vəziyyətdə (yuxarı) saxlanılır ki, dəzgahın güc başlığının sürətli yerdəyişməsinə səbəb olan silindrin *1* sol boşluğundan mayenin çənə müqavimətsiz (sərbəst) ötürülməsinə səbəb olur. Klapana *2* dayağının təsirinin

bitməsindən sonra (klapanın aşağı vəziyyəti) maye silindrin 1 sol boşluğundan sürət stabilləşdirici 4 ilə ötürülür, nəticədə silindrin sürəti bu tənzimlənən drossel ilə müəyyən olunmuş həddə qədər enir.



Şəkil 5.4.10. Dəlmə-yonma dəzgahının güc başlığının verişin sürət stabilləşdiricili pnevmohidravlik intiqalının sxemi

Güc başlığının geri qayıtması (silindr gövdəsinin sola gedişi) sıxılmış havanın çənin 3 yuxarı hissəsinə ötürülməsi ilə yağ axıdıcı klapanı 2 ilə silindrin sol boşluğuna sıxışdırılır.

5.4.3. Dövrəli hərəkətli pnevmatik intiqallar

5.4.3.1. Pnevmatik zaman releləri

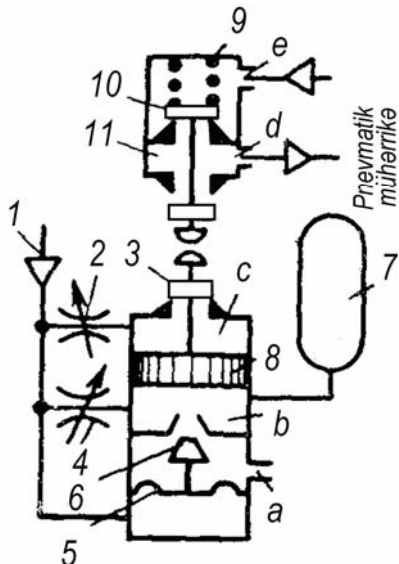
Öksər maşınların iş sistemində gedişlər arasında verilmiş dövrülüyü (verilmiş fasilələri) təmin etmək lazım gəlir. Xüsusilə, diskret idarəetmə sistemlərində siqnalın verilməsi (və ya ləğv olunması) və bu və ya digər icraçı qurğunun işləmə momenti arasındakı verilmiş zaman müddətini (eksponziyasını) tənzimləmək lazım gəlir. Bunların işləmə prinsipi hidravlik zaman relesinə analogi olan pnevmatik zaman relesi vasitəsilə nail olunur.

Konstruktiv olaraq pnevmatik relelər hidravlik relelərdən

onunla fərqlənir ki, onlarda hermetikləşdirmə rezin membran və manjetlərlə təmin olunur. Zaman saxlama müddəti müəyyən hava həcmnin tənzimlənən drosseldən axmasının vaxtı ilə təyin olunur.

Pnevmatik zaman relesinin qurulması üçün müəyyən həcmli tutumun (resiverin) drosseldən dolma və ya boşalma proseslərində istifadə olunur. Verilmiş ölçüyə qədər təzyiqin artırılması və ya azalması müddəti analogi hidravlik qurğularda olduğu kimi resiverin həcmnin və ya drosselin keçid dəliyinin dəyişdirilməsi ilə tənzimlənir.

Şəkil 5.4.11-də təyin müddətinin təmin olunması drossel vasitəsilə resiverin dolması hesabına yerinə yetirilən zaman relesinin növlərindən birinin sxemi göstərilib.



Şəkil 5.4.11. Pnevmatik sistemlərin resiverin doldurulması ilə işləyən zaman relesinin sxemi

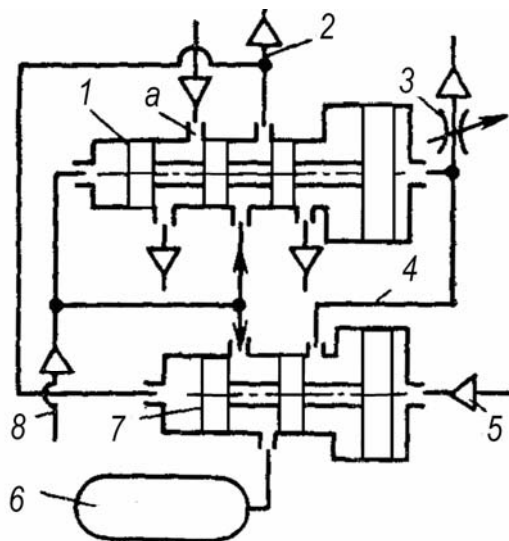
Rele drosselindən 2 və 4, resiver 7, əmredici porşen 8 və icraçı pnevmatik mühərrikin qidalandırıcısı üçxətli klapanlı paylayıcı qurğusundan 11 ibarətdir. Bu qurğunun klapanı 10 daima

bağlıdır və zaman relesinin resiverindəki 7 hava təzyiqinin siqnallarının əsasında porşeni 8 ilə hərəkətə gətirilir. Bu porşenin aşağı vəziyyətində pnevmatik mühərrikin d kanalı qapanmış olur.

Sistemin işə buraxılması zamanı sıxılmış hava boru kəməri 1 ilə daxil olur. Hava axınının bir hissəsi tənzimlənən drossel 2 ilə silindrin yuxarı boşluğuna, tənzimlənən drossel 4 ilə bu silindrin aşağı boşluğuna b və resiverə 7 ötürülür. Eyni vaxtda hava membranın 5 altına keçir və onu əyərək klapanının 6 köməyi ilə resiver 7 atmosferdən (a kanalından) ayırır.

Resiverin 7 həcmi və drosselinin 4 tənzimlənməsi ilə təyin olunmuş müəyyən zaman müddətinin keçməsindən sonra resiverdə, və beləliklə də porşenin 8 altında b boşluğunda təzyiq porşenə 8 təsir edən müqavimət gücünü dəf edə biləcək qiymətə qədər qalxır. Bu vaxt sonuncu yuxarı vəziyyətə doğru yerini dəyişəcək və öz dirənməsi ilə klapanı 10 açacaq. Bununla eyni vaxtda porşen 8 boşluğu c atmosferlə birləşdirərək klapanı 3 açır ki, bunun sayəsində porşenin yuxarı kənar vəziyyətinə getməsi praktiki olaraq ani baş verəcək, nəticədə ani olaraq a çıxış kanalında təzyiq şəklində siqnal əmələ gələcək. Giriş boru kəməmindən 1 onu atmosferlə əlaqələndirməklə siqnalın ləğvindən sonra membranın 5 altındakı təzyiq düşəcək ki, klapanı 6 açılaraq b boşluğunu və resiveri 7 atmosferlə birləşdirəcək, nəticədə porşen 8 paylayıcısının 11 yayın 9 təsiri ilə kanalın d qidalanma kanalından e ayrıldığı aşağı vəziyyətə keçir.

Şəkil 5.4.12-də işləmə prinsipi resiverin boşaldılmasına əsaslanan relenin sxemi göstərilib. Sıxılmış hava giriş borusundan 8 daxil olur və zolotniki 1 sağa itələyir, nəticədə icraçı pnevmatik mühərrikin işçi boşluğuna gedən boru kəməri 2 qidalanma boru kəməri 8 ilə və mühərrikin ikinci boşluğu ilə birləşmiş a kanalı atmosferə əlaqələnəcək. Eyni zamanda 2 sayılı boru kəməmindən 7 zolotnikin 7 sol yan səthinə ötürülən sıxılmış hava onu sağ vəziyyətə keçirir ki, bundan sonra resiverin 6 magistral təzyiqinə qədər dolması başlayır.



Şəkil 5.4.12. Resiverin boşalması ilə işləyən pnevmatik zaman releinin sxemi

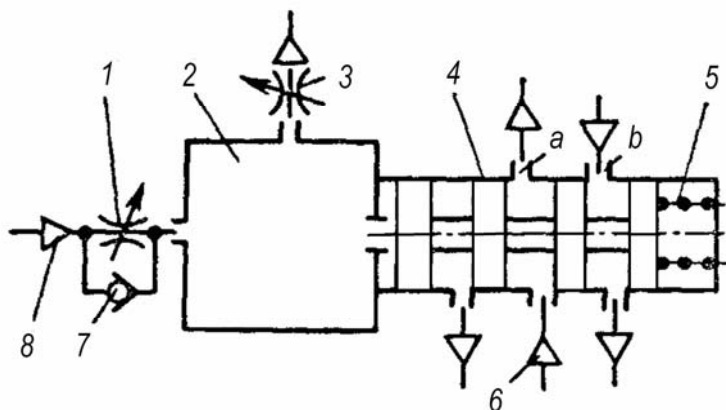
Sıxılmış havanın təzyiqi şəklində signalın boru kəmərinə 5 verilməsi zamanı zolotnikin 7 sağ və sol yan səthlər sahələrin fərqlərinə görə o sol vəziyyətə keçir, nəticədə *a* kanalı basqı magistralı ilə, resiver 6 isə tənzimlənən drossel 3 vasitəsilə atmosferlə əlaqələnir.

Resiverin boşalması nəticəsində müəyyən zaman intervalından sonra magistralındakı 4 təzyiq enəcək və nəticədə zolotnikinin 1 sol yan səthinə təsir edən qüvvənin qurğunun müqavimət gücünü dəf edəcək həddə qədər və zolotnik sağ vəziyyətə keçərək çıxış boru kəmərinə 2 magistralla, *a* kanalının atmosferlə birləşdirəcək.

Giriş boru kəməmindən 5 idarəedici signalın ləğv olunmasından sonra zolotnik 7 boru kəməmindən 2 ötürülən sıxılmış havanın təzyiqinin təsiri ilə sağ vəziyyətə keçir. Resiver magistrala birləşir və dövr təkrarlanır.

Şəkil 5.4.13-də zaman müddətinin eyni vaxtda daimi həcmli

axma resiverin 2 dolması və boşalmasının zamanın tənzimlənməsi ilə müəyyən olunan relenin sxemi göstərilib. Sıxılmış hava 8 boru kəməmindən tənzimlənən drosselə 1 daxil olub, resiveri 2 doldurur və eyni zamanda drosseldən 3 atmosferə çıxır.



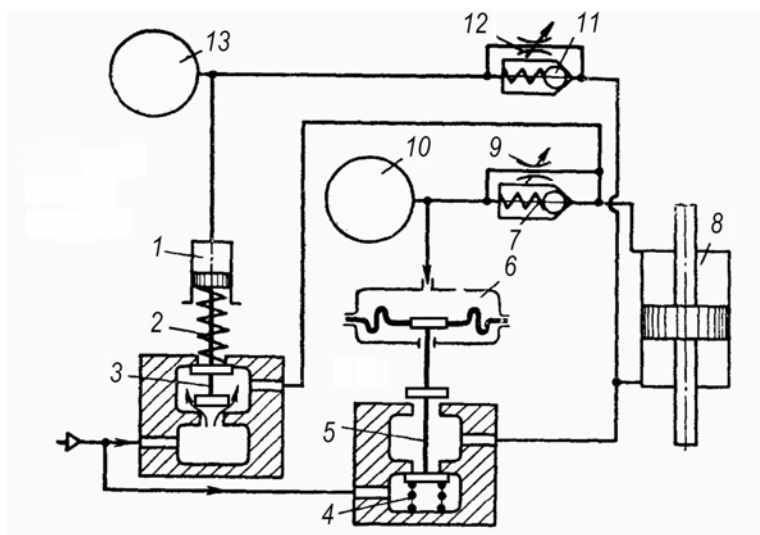
Şəkil 5.4.13. Resiverin eyni vaxta doldurması və boşalması ilə işləyən pnevmatik zaman relenin sxemi

1 və 3 drossellərinin müqavimətlərinin müvafiq tənzimlənməsi ilə resiverdə 2 təzyiq artacaq və yayın 5 müqavimətini dəf etmək üçün kifayət həddə çatdıqda zolotnik 4 sağ vəziyyətə çevriləcək. Bu vəziyyətdə giriş magistralı 6 kanal *b* ilə, *a* kanalı isə atmosferlə əlaqələndəcək. Bu kanalların icraçı pnevmatik mühərrikin işçi boşluqları ilə əlaqəli olduğundan bu, onun hərəkət istiqamətinin dəyişməsinə gətirəcək. Boru kəmərindeki 8 signalı kəsildikdən sonra resiver 2 əks klapandan 7 tez boşalacaq, nəticədə zolotnik 4, yayın təsiri 5 ilə sol vəziyyətə qayıdaraq, *a* kanalını magistrala, *b* kanalını atmosferlə birləşəcək.

Drossellərin 1 və 3 müqavimətlərinin və resiverin 2 həcmnin seçilməsi ilə relenin lazımi zaman müddətini daha böyük intervalda təmin etmək olar.

5.4.3.2. Dövrü zaman müddətini təmin edən pnevmatik sistemlər

Təcrübə göstərir ki, sıxılmış havanın kifayət qədər yaxşı təmizlənməsində pnevmatik zaman releləri ən etibarlı və uzunmüddətli qurğulardan biridir, hansılar ki müxtəlif temperatur şəraitlərində havanın özlüklüyünün praktiki sabitliyi olduğuna görə onlar verilmiş zaman müddətini yüksək dəqiqliklə və stabil dayanıqlığı təmin edir. Belə təyinatlı qurğunun sxemi şəkil 5.4.14-də göstərilib.



Şəkil 5.4.14. Verilmiş əməliyyat dövr zamanı təmin edən pnevmatik sistem

Sistemdə iki köməkçi hava resiverləri 10 və 13 tətbiq olunub. Hava qidalanma mənbəyindən iki klapana 3 və 5 daxil olunur ki, onlardan biri (3) pnevmatik güc silindrinin 8 yuxarı boşluğu ilə, ikincisi (5) isə aşağı boşluğu ilə əlaqəlidir. Yay 2 vasitəsilə klapan 3 şəkildə göstərilən vəziyyətə gətirilir və pnevmatik silindrin 8 yuxarı boşluğu sıxılmış havanı ötürən keçid kanalına birləşir.

Silindrə *1* köməkçi hava resiverindən *13* havanın signal təzyiqi altında verdikdə bu kanal qapanılır. Bu vaxt klapanın *3* aşağı kanalı bağlanır, atmosferlə bağlı yuxarı kanal isə açılır. İkinci klapan *5* isə klapanın kamerasını (yuxarı pəncərə) atmosferlə birləşdirir və membranlı *6* intiqalı ilə onu açaraq qidalanma kanalını bağlayır (klapanın yuxarı vəziyyəti).

Sxemdən alınır ki, sistemin işinin başlanğıc momentində sıxılmış hava, pnevmatik güc silindrin *8* yuxarı boşluğuna daxil olaraq, porşeni aşağı itələyir. Bu vaxt silindrin *8* aşağı boşluğu klapanın *5* yuxarı pəncərəsi vasitəsilə atmosferlə əlaqələninir. Eyni zamanda sıxılmış hava, əks klapandan *7* keçərək, köməkçi resiverə *10* və membranın *6* intiqalına daxil olur. Resiverin *10* həcmi elə seçilib ki, onda təzyiqin lazımi həddə qədər artması (intiqal membranının *6* yerdəyişməsinə kifayət qədər) pnevmatik güc silindrinin *8* porşenin yerdəyişməsi üçün lazımi vaxt müddətində baş verəcək. Nəticədə güc silindrinin *8* porşenin gedişinin son momentində klapanı *5* vəziyyətin dəyişəcək və sıxılmış hava silindrin aşağı boşluğuna yönələcək. Silindrin porşeninə bu vaxt hər iki tərəfdən hava təzyiqinin təsir etdiyindən o, hərəkətsizdir ki, bu da işdə birinci fasiləyə (pauzaya) uyğundur.

Silindrin *8* aşağı boşluğuna havanın ötürülməsi ilə eyni zamanda əlavə resiverin *13* əks klapanı *11* vasitəsilə dolması başlayacaq. Resiver tutumundakı təzyiq klapanın *3* yayın *2* qüvvəsinin dəf etdiyi həddə çatan kimi, klapan *3* vəziyyətini dəyişəcək və silindrinin *8* yuxarı boşluğunu atmosferlə birləşdirəcək, nəticədə porşen yuxarı qalxmağa başlayacaq.

Eyni zamanda köməkçi resiverindən *10* havanın tənzimlənən drossel *9* vasitəsilə tədricən atmosfərə axması başlayacaq, nəticədə orada və pnevmatik intiqalın membranda *6* təzyiq o qədər düşəcək ki, klapanı *5* yayın *4* təsiri ilə atmosferi və pnevmatik güc silindrin *8* aşağı boşluğunu birləşdirərək başlanğıc (açıq) vəziyyətə keçəcək. Silindr porşenin hər iki tərəfində atmosfer təzyiqinin yaranacağına görə o, hərəkətsiz qalacaq ki, bu da sistemin işində

ikinci fasiləyə uyğundur.

Lakin, klapanın 3 yer dəyişməsi zamanı eyni vaxtda tənzimlənən drossel 12 vasitəsilə resiver 13 atmosferlə birləşir, təzyiqin düşməsi nəticəsində klapan 3 başlanğıc (qapalı) vəziyyətə qayıdır, sıxılmış hava yenidən pnevmatik güc silindrinin 8 yuxarı boşluğuna axacaq ki, bu da dövrün təkrarlanmasının başlanğıcına uyğundur (gedişin sonunda verilmiş fasilə saxlandıqdan sonra).

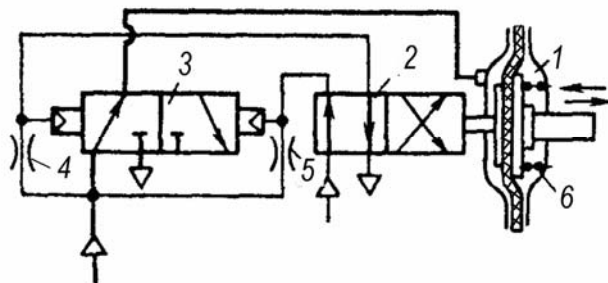
Əlavə resiverlərin 10 və 13 həcmələrinin, həmçinin drossellərin 9 və 12 tənzimlənən müqavimətinin və yayların 2 və 4 qüvvələrini müvafiq seçimi (hesablanması) ilə pnevmatik güc silindrdə 8 porşeninin hərəkətində verilmiş fasilələri təmin etmək olar.

5.4.3.3. Kəsilməz rəqsi hərəkətli pnevmatik intiqallar

Texnoloji proseslərin avtomatlaşdırılması üçün çox vaxt kəsilməz rəqs və ya təkrar hərəkətli intiqallar tələb olunur. Xüsusilə rəqs hərəkət mexanizmləri bunker yükləmə qurğularının və dəzgahlarda superfiniş instrumental başlıqların və s. intiqallarında tətbiq olunur.

Şəkil 5.4.15-də rəqsi hərəkətin alınması üçün birtəsirli diafraqma tipli pnevmatik mühərrikli 1 pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi göstərilib. Pnevmatik mühərrikin diafraqmasının ştoku təzyiqin atılması yolu ilə iki vəziyyətli dörd xətlə paylayıcı 2 vasitəsilə idarə olunan iki vəziyyətli üçxətli paylayıcısına 3 bağlıdır. Havanın paylayıcıdan 3 pnevmatik mühərrikinə 1 verilməsi zamanı onun diafraqması, yayın 6 qüvvəsini dəf edərək, əyilir və, ştokla 2 sayılı paylayıcısının vəziyyətini dəyişərək, paylayıcının 3 köməyi ilə diafraqma kamerasını atmosferlə birləşdirir. Nəticədə 6 sayılı yay 2 sayılı paylayıcını itələyərək diafraqmanı əks istiqamətdə əyir ki, o da paylayıcını 3 pnevmatik mühərrikin qidalanma vəziyyətinə çevirir və dövr təkrarlanır. 2 sayılı paylayıcısının diafraqma ştoku ilə sıx əlaqəsi sayəsində

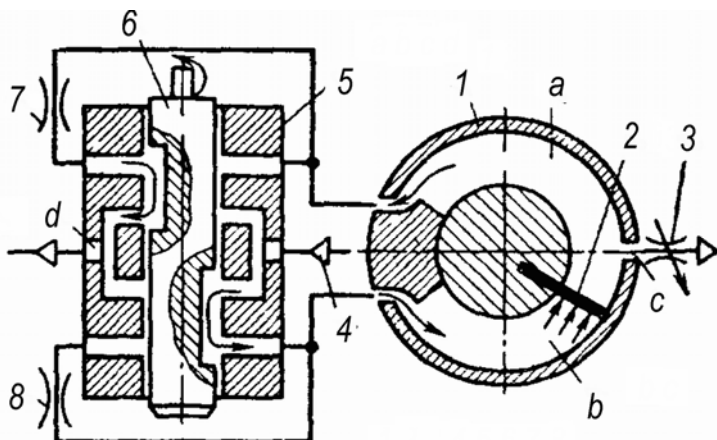
paylayıcının 3 idarəedici boşluqlarının girişində yerləşmiş drosselləri 4 və 5 ilə tənzimlənən rəqsi hərəkətinin lazımi dövrünü təmin edir.



Şəkil 5.4.15. İcra mexanizmlərin irəli-geri rəqsi hərəkətini təmin edən pnevmatik intiqal

Şəkil 5.4.16-də cilalama dəzgahının başlığın çıxışda dairəvi rəqsi hərəkətini yaratmaq üçün tətbiq olunan pnevmatik intiqalın sxemi göstərilib.

Pnevmatik intiqal fırlanma hərəkətli zolotnikli paylayıcısına 5 və döndərici pnevmatik silindrinə 1 malikdir. Pnevmatik döndərici silindrin işçi lövhəsi 2 çıxış valı vasitəsilə yüklə bağlıdır. Paylayıcının zolotnikin 6 fırlanması zamanı pnevmatik silindrin kameraları *a* və *b* ardıcıl olaraq paylayıcının kanalları vasitəsilə qidalanma magistralı 4 və atmosfərə aparan *d* kanalı ilə birləşirlər. Rəqslərin tezliyi zolotnikin 6 dövrlərinin sayı ilə müəyyən olunur. Əlavə olaraq sonuncunun müvafiq konstruksiyasına görə onun bir dövr yerinə yetirildikdə mühərrikin lövhəsi 2 (və beləliklə də, çıxış valının) iki və daha çox rəqsləri baş verə bilər. Dövrlərin böyük sayında zolotnik iynəvarı yastıqların üzərində quraşdırılır



Şəkil 5.4.16. İcra mexanizmlərin rəqs dönmə hərəkətini təmin edən pnevmatik intiqal

Mühərrikin çıxış valının hərəkət amplitudu paylayıcıya 5 ötürülən havanın təzyiqi ilə tənzimlənir. Təcrübə göstərir ki, havanın təzyiqinin $(0,1...4) \cdot 10^{-3}$ MPa diapazonunda dəyişməsi lövhənin rəqsin ikiqat amplitudu 15...50 Hc tezlikdə 10...40° intervalında dəyişir.

Mühərrikin gövdəsində simmetriya oxu üzərində *a* və *b* kameralarını atmosferlə birləşdirən tənzimlənən drosseldə 3 dəlik vardır ki, onun sayəsində lövhənin (valın) rəqs zamanı gövdəsinin simmetriya oxu və lövhənin ətrafında rəqs etdiyi ox arasında bucağın başlanğıc qiymətini stabilləşdirir. Drosselin 3 müqavimətinin tənzimlənməsi yolu ilə $\pm (5...7)^\circ$ sərhədində mühərrik lövhəsinin ətrafında rəqs etdiyi simmetriya oxunun vəziyyətini dəyişmək olar.

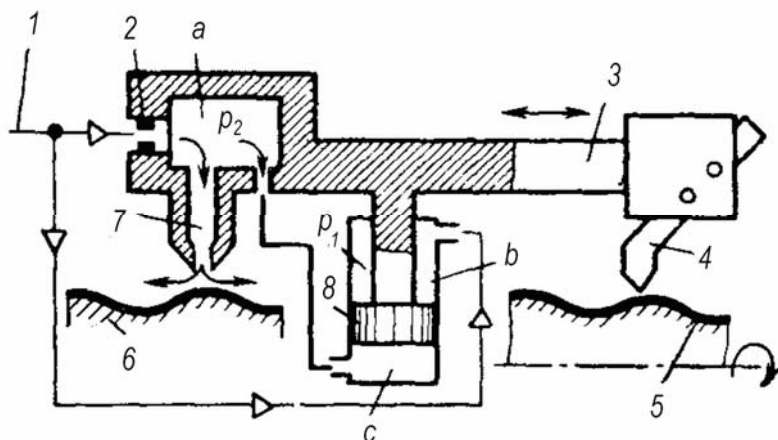
Drossellər 7 və 8 pnevmatik mühərrik lövhəsinin 2 tormozlanmasına xidmət edir.

5.4.4. İzleyici pnevmatik intiqallar

Sıxılmış hava hidravlik və pnevmatik izleyici tipli intiqallarda

işçi mühit kimi də tətbiq oluna bilər.

Şəkil 5.4.17-də ucluq-qapadıcı tipli paylayıcı sürətçixarma tokar dəzgahının izləyici intiqalının sxemi göstərilir.



Şəkil 5.4.17. İzləyici pnevmatik intiqalın prinsipial sxemi

- 1 – qidalanma magistralı; 2 – drossel ; 3 – arabacıq;
4 – kəsici alət; 5 – emal olunan məmulat ; 6 – şablon;
7 – ucluq; 8 – güc silindri;

Ucluq-qapadıcı qurğusunun ucluq 7 sistemin çıxış bəndində quraşdırılmışdır. Bu sxemdə qapadıcı məmulatının 5 şablonu 6 özüdür ki, onunla da kəsici alətlə böyük dəqiqliklə şablonun sürətini çıxarılır. Sıxılmış hava qidalanma magistralından 1 müntəzəm olaraq pnevmatik güc silindrin ştok boşluğuna b ötürülür, ştoka əks olan boşluğu c (onun effektiv sahəsi adətən ştok boşluğu sahəsindən 2 dəfə çoxdur) isə ucluğunun 7 önündə quraşdırılmış drossel 2 vasitəsilə qidalanma magistralı 1 ilə bağlıdır. a kamerasına sıxılmış havanın ötürüldüyü kanalda drosselin 2 quraşdırıldığına görə bu kamerada, eləcə də pnevmatik silindrin c boşluğunda da, təzyiq p_2 ucluq və şablon arasında yarığın dəyişməsi ilə dəyişir. Silindrin 8 ştok boşluğunda b

təzyiqin sabit (p_1 qidalanma təzyiqinə bərabər) olduğuna görə silindrin b və c boşluqlarında təzyiq düşküsu $\Delta p = p_1 - p_2$ alət arabacığının 3 şablon boyu hərəkəti ilə şərtləndirilmiş bu yarığın dəyişməsi ilə dəyişir. Nəticədə arabacıq, eləcə də kəsici alət 4, öz hərəkətlərində şablonun 6 profilini təkrarlayır (sürətin çıxardır). Beləcə, məsələn, şablon və ucluq arasında yarığın böyüdülməsi zamanı a kamerasının bu yarıqdan hava sərfi onun drossel 2 vasitəsilə a kameraya daxil olan sərfini üstələyəcək. Bunun nəticəsində pnevmatik silindrin c boşluğunda a kamerasındakı kimi təzyiq p_2 düşəcək və porşen, alət və ucluq ilə birgə stok boşluğunda p_1 təzyiqinin təsiri ilə şablona doğru hərəkət edəcək (yarığın azalması istiqamətində). Bu yarığın azalması zamanı isə porşen əks istiqamətdə (şablondan əks) hərəkət edir.

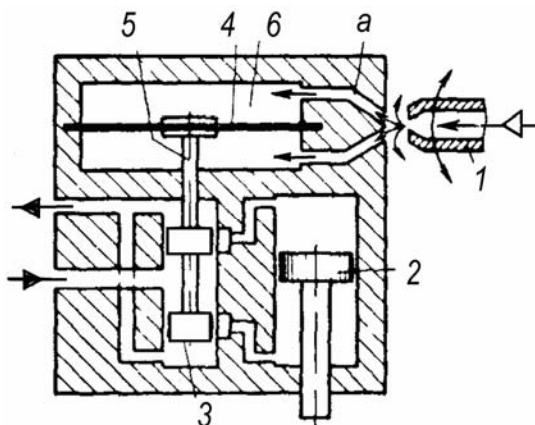
Beləliklə, ucluq, və eləcə də kəsici alət şablon profilini müəyyən dəqiqliklə “izləyəcək”. Bundan əlavə, pnevmatik silindrin çıxışında sabit yüklənmə zamanı ucluğun uc kəsiyi şablonun səthindən o məsafədə olacaq ki, kəsik və şablon arasında əmələ gəlmiş yarıqdan havanın sərfi bütün digər bərabər şərtlər daxilində drosseldəki 2 sərfə bərabər olacaq. Praktiki olaraq bu məsafə bir neçə mikrometrdən çox deyil, həmçinin temperaturun mümkün tərəddüdlərində havanın özlülüyü praktiki olaraq sabit qaldığından sistem statik şəraitlərdə yüksək dəqiq izləməni təmin edir.

İzləmənin dəqiqliyi və həssaslığı baxılan pnevmatik izləyici intiqal sxemdə hidravlik izləyici intiqallardakı faktorlarla, həmçinin giriş siqnallarının çıxış emalında gecikməni artıran işçi mühitin (havanın) sıxılması ilə təyin olunur.

Həmçinin birinci gücləndirici pillə pnevmatik, ikincisi hidravlik olan kombinə olunmuş izləyici pnevmohidravlik gücləndiricilər tətbiq olunur. Şəkil 5.4.18-də təyyarənin avtomatik idarəetmə sistemində havada tətbiq olunan oxşar ikipilləli pnevmohidravlik gücləndiricinin sxemi göstərilib.

Pnevmatik tipli birinci pillə gücləndiricisi şırnaq borucuq 1

və *a* qəbul pəncərəli membran tipli pnevmatik icraçı qurğudan 6 ibarətdir. Bu qurğunun membranı 4 dartı ilə ikinci pillə gücləndiricinin paylayıcının zolotniki 3 ilə bağlıdır, hansı ki yük (təyyarənin idarəedən orqanı) ilə bağlı olan hidravlik icraçı güc silindrinin 2 porşenin işini idarə edir.



Şəkil 5.4.18. Pnevmohidravlik ikipilləli izləyici güclədicinin sxemi

Təyyarənin verilmiş istiqamətdən yayınması olduqda avtopilotun yayınmaya reaksiya verən həssas elementi şırnaq borusunun 1 vəziyyətini dəyişir, nəticədə sıxılmış havanın *a* pəncərələri və pnevmatik intiqal 6 boşluqları arasında təzyiqlərin yenidən paylanması baş verir ki, bu da membranın 4 müvafiq deformasiyasına və intiqalın hidravlik hissəsi olan zolotnikin 3 dartı 5 vasitəsilə yerdəyişməsinə səbəb olur. Hidravlik silindrin porşeni zolotniki “izlədiyinə” görə təyyarənin sükanı, təyyarənin verilmiş istiqamətdən yayınmasını aradan qaldıraraq, seçilmiş səmtə qayıdacaq.

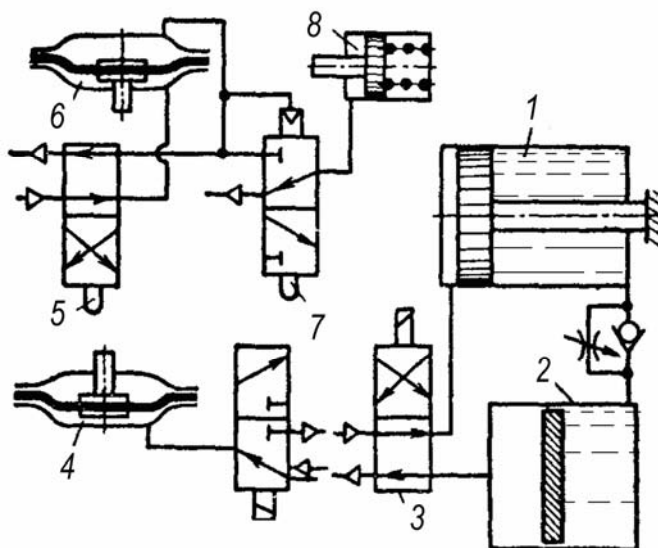
5.4.5. Dəzgah əməliyyatlarını avtomatlaşdıran pnevmatik sistemləri

Pnevmatik qurğular metalkəsən dəzgahlarda əməliyyatların avtomatlaşdırılması üçün xüsusilə geniş tətbiq olunur:

- məmulatların yüklənməsi və bərkidilməsi;
- tutacaqların işçi hərəkətlərinin başlanması və söndürülməsi;
- məmulatların azad etməsi və onların dəzgahdan yığışdırılması;
- məmulatların daxili və dəzgahlararası nəqli;
- dayanmada işçi orqanların tormozlanması;
- dayaqların mövqelərinin nizamlanması və s.

Bundan əlavə, dəzgahın rəqəmsal proqram idarəli sistemlərində pnevmatik qurğular vasitəsilə əməliyyat proqramlar oxunurlar.

Şəkil 5.4.19-də elektropnevmohidravlik sistemli yolboyu idarəetməsinə malik avtomatlaşdırılmış tona dəzgahının sxemi göstərilib. Sxem iki diafraqmalı icraçı mexanizmə malikdir ki, onlardan biri (6) hazırlanmanın sıxac mexanizminin intiqalı üçün, digəri isə (4) uzununa verişin muftasını işə salmaq üçün xidmət edir. Pnevmatik silindrin 8 şpindelin tormozlanmasına, pnevmohidravlik silindri 1 cənlə 2 isə – supportun eninə verişinə xidmət edir. Məmulat dəzgaha əl ilə quraşdırılır, sonra supportun sürətli hərəkəti üçün köməkçi elektrik mühərrik işə düşür. Tutqac hərəkətə başlayaraq, 5 saylı paylayıcısına təsir edir, hansı ki sıxılmış havanın hazırlanmanı bərkidici icraçı mexanizminə 6 ötürür. Eyni zamanda tutqac 7 saylı paylayıcısı vasitəsilə sıxılmış havanın silindrə 8 verərək onun ştokunu, sola yerin dəyişərək, şpindelin tormozunu azad edən vəziyyətində gətirir. Tormozlanmanın sonunda tormozla bağlı olan kənar elektrik çeviricisi siqnalı ilə uzununa verişi – yonma prosesi başlanır.



Şəkil 5.4.19. Yolboyu idarəli avtomatlaşdırıcı pnevmatik sistemin sxemi

Bu əməliyyatın sonunda paylayıcının 3 elektromaqniti qoşulur və paylayıcı 3 ilə sıxılmış hava eninə verişin tutqacın pnevmohidravlik silindrinə 1 daxil olur. Bu silindrin ştoku dəzgahın gövdəsi ilə möhkəm əlaqəlidir. Eninə veriş tutqacın gedişin sonunda uzununa tutqacın sürətlə çəkilməsi üçün elektrik mühərrik işə qoşulur. Bu zaman sıxılmış hava pnevmohidravlik silindrin 1 pnevmatik boşluğuna sıxışdıraraq yağı çənə 2 daxil edir. Uzununa supportun geri hərəkətinin sonunda elektrik mühərriki sönür, şpindel tormozlanır, hazırlanma məmulat azad edilir.

5.4.6. Yarımavtomat kəsici dəzgahın pnevmatik intiqalı

Yuxarıda qeyd olunduğu kimi, maşınqayırma dəzgahlarında

pnevmatik intiqallar müxtəlif əməliyyatların yerinə yetirməsində geniş tətbiq olunurlar. Aşağıda baxılan yarımavtomat kəsici dəzgahında pnevmatik intiqal məmulatların həm bərkidilməsində, həm icraçı orqanların (kəsici alətlərin) işə gətirilməsində istifadə olunur.

Baxılan dəzgahda pnevmatik intiqal əsas aşağıdakı dörd texnoloji əməliyyatları təmin edir:

- məmulatın dəzgahda bərkidilməsi;
- məmulatın doğranması;
- kəsici alətinin ilkin vəziyyətə qaytarılması;
- doğranmış məmulatın sıxıcı tərtibatından azad edilməsi.

Bununla yanaşı dəzgah müxtəlif formalı və ölçülü emal olunan məmulatlara uyğun və lazımi kəsmə sürətini yenidən nizamlanmasına malik olmalıdır.

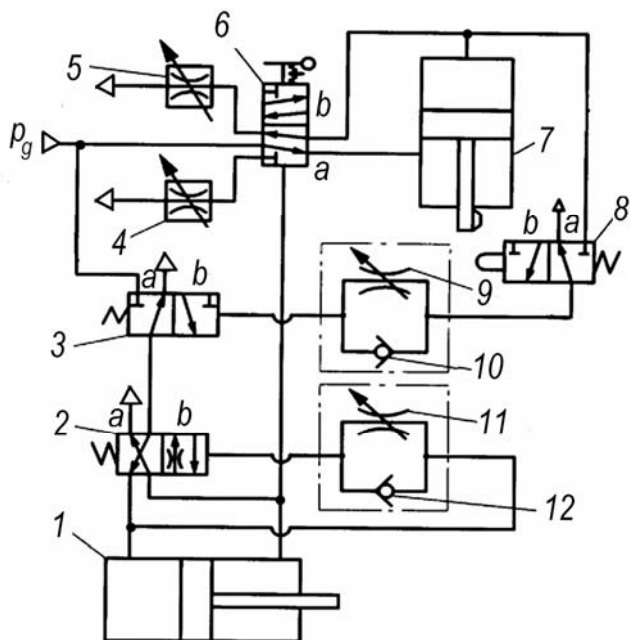
Bu tipli yarımavtomat kəsici dəzgahın pnevmatik intiqalının prinsipial sxemi şəkil 5.4.20-də göstərilmişdir. Dəzgahda magistral tipli pnevmatik intiqal tətbiq olunur, yəni dəzgahın daxilində hava kompressoru yoxdur və dəzgahın pnevmatik sisteminə sıxılmış hava təzyiq altında magistraldan daxil olur.

Dəzgahın pnevmatik intiqalına iki pnevmatik güc silindri 1 və 7 daxildir. Pnevmatik silindr 7 məmulatı bərkidilmək üçün istifadə olunur və buna görə o birinci hərəkətə gətirməlidir və onun işçi hərəkəti kəsmə əməliyyatının başlanmasına qədər qurtarmalıdır. Pnevmatik silindr 7 isə kəsici alətinin yerdəyişməsinə təmin edir.

Yarımavtomat pnevmatik intiqalın işinin idarə olunması üçün onun sisteminə 4 iki vəziyyətli pnevmatik paylayıcı daxil edilib.

Dəzgahı işə salmaq üçün operator üçün əl ilə idarə olunan beş xətlə paylayıcı 6 nəzərdə tutulmuşdur. Digər üç paylayıcılar isə vəziyyətlərin avtomatik olaraq dəyişirlər. 8 saylı paylayıcı pnevmatik silindrin 7 ştokunda yerləşdirilmiş yumruqcuqla idarə olunur. Paylayıcılar 2 və 3 ilkin vəziyyətdən işçi vəziyyətə çevrilməsi pnevmatik idarəedici xətlərdən onlara daxil olan təzyiq altında hava vasitəsilə yerinə yetirilir. Şəkil 5.4.20-də göstərilən

sxemdə paylayıcıların ilkin vəziyyətləri *a*, işçi vəziyyətləri isə *b* ilə işarə olunub.



Şəkil 5.4.20. Yarımavtomat kəsici dəzgahın pnevmatik intiqalının prinsipl sxemi

Paylayıcılardan əlavə dəzgahın ayrı-ayrı rejimlərinin lazımi parametrlərinin tənzimləməsi üçün pnevmatik intiqala tənzimlənən drossellər 4, 5, 9 və 11 və iki əks klapınlar 10 və 12 daxildirlər.

Şəkil 5.4.20-də göstərilən sxemdə dəzgah başlanğıc vəziyyətdədir. Dəzgahı işə salmaq üçün operator 6 sayılı paylayıcını *b* vəziyyətə gətirməlidir. Bununla birinci texnoloji əməliyyatın yerinə yetirilməsi başlayır. Magistrdakı təzyiq altında olan hava, paylayıcını 6 keçib, pnevmatik silindrin 7 porşen boşluğuna daxil olur və porşen aşağı doğru hərəkətə başlayır. Onun ştok boşluğundakı sıxışdırılan hava, paylayıcını 6 və porşenin

sürətini tənzim edən drosseldən 5 keçərək, atmosfərə atılır. Porşen, hərəkət edərək, sıxışdırıcı tərtibatın işini təmin edir, hansı ki məmulatı dəzgahda bərkidir. Porşen məmulatı dəzgahda bərkidəndən sonra dayanır və bu halda 6 saylı paylayıcı işçi *b* vəziyyətində qalana qədər tərpənmir. Porşenin hərəkətinin sonunda onun ştokundakı yumruqcucq 8 saylı paylayıcını işçi *b* vəziyyətinə gətirir.

Bu andan ikinci texnoloji əməliyyatı – məmulatın doqranma prosesi yerinə yetirilməsi başlayır. Bu halda sıxılmış hava, əks klapanın 10 və drosseldən 9 keçərək, 8 saylı paylayıcıdan 3 saylı paylayıcıya yollanır və, onun BTE-nə (zolotnikin yan səthinə) təsir edərək, onu işçi *b* vəziyyətinə gətirir. Qeyd olunmalıdır ki, əks klapanın 10 müqaviməti drosselin 9 müqavimətindən kiçik olduğundan, hava axının əsas hissəsi əks klapanın 10 keçir. Əks klapan 10 və drossel 9 adətən bir gövdədə yerləşdirilib bir pnevmatik aparat kimi hazırlanır və “əks klapanlı tənzimlənən pnevmatik drossel” adlanır.

Beləliklə, 3 saylı paylayıcı işçi *b* və 2 saylı paylayıcı ilkin *a* vəziyyətdə olduqda, sıxılmış hava, 2 və 3 paylayıcıları keçərək, pnevmatik güc silindrinin 1 porşen boşluğuna daxil olmağa başlayacaqdır. Silindrin 1 ştok boşluğundakı sıxışdırılan hava 2 saylı paylayıcıdan atmosfərə ötürülür. Silindrin 1 porşen, sağa doğru hərəkət edərək, kəsici alətin işçi gedişini təmin edir, yəni bərkidilmiş məmulatın doqrama prosesi baş verir.

Silindrin 1 porşenin sağa doğru hərəkəti zamanı (doqrama prosesi zamanı) havanın bir hissəsi drossel 11-dən keçir və, 2 saylı paylayıcının BTE-nə təsir edərək, onun vəziyyətini *a*-dan *b*-yə dəyişməyə çalışır. Bunun üçün lazımi təzyiq tədricən, müəyyən müddət keçdikdən sonra yığılır. Bu gecikdirmə müddəti kəsmə müddətinə bərabər və ya ondan artıq olmasını 11 saylı drosselin köklənməsi ilə əldə olunur. Doqrama prosesi başa çatdıqdan sonra 2 saylı paylayıcının BTE-nə təsir edən təzyiq lazımi təzyiqə qədər artır və 2 saylı paylayıcı *b* vəziyyətinə keçir. Havanın əks

istiqlamətində əks klapın 12 açılır, hansının ki müqaviməti drossel 11 müqavimətindən xeyli azdır, bu isə paylayıcının 2 yan boşluğunda (zolotnikinin yanındakı) sıxışdırılmış havanın drossel 11-dən keçmədən sərbəst atmosfərə ötürülməsini təmin edir .

2 sayılı paylayıcı işçi *b* vəziyyətinə keçdikdən sonra üçüncü texnoloji əməliyyatı – kəsici alətinin ilkin vəziyyətə qaytarılması prosesinin yerinə yetirilməsi başlayır. Bu halda silindrin 1 porşen boşluğundakı sıxışdırılan hava, 2 sayılı paylayıcıdan keçərək. atmosfərə atılır. Silindrin 1 ştok boşluğuna sıxılmış hava, ardıcıl 3 və 2 sayılı paylayıcıları keçərək, qidalandırıcı magistraldan daxil olur və buna görə silindrin 1 porşeni sola doğru hərəkət edir.

Həmin bu vaxtda sonuncu – dördüncü texnoloji əməliyyat – doğranmış məmulatı sıxıcı tərtibatından azad edilməsi prosesi yerinə yetirilir. 2 sayılı paylayıcı işçi *b* vəziyyətinə keçdikdə sıxılmış hava, 6 sayılı paylayıcının zolotnikinin yan boşluğuna da daxil olub, onun vəziyyətini *b*-dan *a*-ya dəyişir və bununla 7 sayılı pnevmatik silindrin ştok boşluğu basqı magistral ilə, porşen boşluğu isə – atmosfərlə birləşir, nəticədə silindrin 7 porşeni yuxarı doğru hərəkətə başlayır. Porşenin qalxma sürəti drossel 5 vasitəsilə tənzimlənir. Silindrin 7 porşenin yuxarı qaxdıqda ştokda yerləşən yumruqcuc 8 sayılı paylayıcını *b* vəziyyətindən *a* vəziyyətinə çevirir. Onda sıxılmış hava, 3 sayılı paylayıcıdan, drosseldən 9 və 8 sayılı paylayıcıdan keçərək, atmosfərə atılır. 3 sayılı paylayıcının zolotnikinin yan boşluğundakı təzyiq tədricən azalır. Bu təzyiq azaltmasının sürəti drosselin 9 tənzimlənməsi ilə əldə olunur və gecikdirmə müddəti kəsici alətinin ilkin vəziyyətə qayıtmasını təmin edir. 3 sayılı paylayıcı *a* vəziyyətə keçdikdən sonra dəzgahın bütün elementləri şəkil 5.4.20-də göstərilən ilkin vəziyyətə qayıdırlar.

Baxılan yarımavtomat kəsici dəzgahın drosselləri 4, 5, 9 və 11 vasitəsilə onun istismar parametrlərini dəyişmək olar;

– drossel 4-lə məmulatın bərkidilmə prosesində sıxıcı silindrin 7 porşenin işçi hərəkətinin sürətini;

- drossel 5-lə məmulatın azad olunması prosesində sıxıcı silindrin 7 porşenin əks istiqamətində sürətini;
- drossel 11-lə silindr 1-lə kəsici alətinin işçi gedişinin müddətini;
- drossel 9-la silindr 1-lə kəsici alətinin əks istiqamətdə gedişin müddətini.

ƏDƏBİYYAT

1. Abdullayev R.X., Mürşüdlü Ç.C., Məmmədov Q.Ə. Ümumzavod avadanlığı. Dərs vəsaiti. ADNA, Bakı, 2010, 279 s.
2. Əzizov Ə.H. Hidravlik intiqallar və hidroavtomatika (həcmi hidrintiqal bölməsi) (Dərs vəsaiti)ADNA, Bakı, 1999, 60 s.
3. Əzizov Ə.H., Əhmədov Ə.S., Əzizov M.H.. Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika hidroaparatları. (Dərs vəsaiti). ADNA, Bakı, 2003
4. Əzizov Ə.H., Əhmədov Ə.S., Heydərov H.Ə, Əzizov V.H. «Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika» kursundan laboratoriya işləri. Dərs vəsaiti. ADNA, 2009, 230 s.
5. Əzizov Ə.H., Hacıyeva İ.Y., Əzizov V.H.. “Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika” kursundan məşğələlər. (Dərs vəsaiti). ADNA, Bakı-2008
6. Əzizov Ə.H., Heydərov H.Ə., Əzizov M.H.. Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika. İzləyici hidravlik intiqallar bölməsi. (Dərs vəsaiti). ADNA, Bakı-2003
7. Əzizov Ə.H., Qarayev M.A., Heydərov H.Ə., Ağammədova S.Ə. “Həcmi hidravlik maşınlar” Dərslik , ADNA, Bakı, 2010, 602 s.
8. Əzizov Ə.H., Rəhimov A.M., Ağammədova S.Ə.. “Hidravlik maşınlar və hidravlik intiqallar” kursundan laboratoriya işləri. (Dərs vəsaiti) ADNA, Bakı-2008.
9. Əzizov Ə.H., Rəhimov A.M., Hacıyeva İ.Y., Heydərov H.Ə.. Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika. Buraxılış işləri və kurs layihələrini yerinə yetirmək üçün metodik göstərişlər. (Dərs vəsaiti). ADNA, Bakı-2003. 102 s.
10. Heydərov X.M., Kərimov D.A., Bədəlov T.A., Sevdimaliyev Y.M., Разработка автоматизированной транспортной системы. Известия ВУЗов. «Нефть и газ»,№ 8, Баку, 1990.
11. Heydərov X.M., Kərimov D.A., Farhadov Z.İ., Farhadov İ.D.,

- Привод промышленных роботов. Авт. Свид. СССР 1151118. Бюллетень «Открытия и изобретения», № 15, 1985.
12. Hüseynov S.O., Quliyev A.H., Hidravlik maşınlar və hidrintiqal-lar. Bakı, 2000, 238 s.
13. Qarayev M.A., Əzizov Ə.H., Mahmudov S.A., Əzizov V.H.. Mərkəzdənqaçma nasoslarının özlü mayelərlə işləməsi. (Dərs vəsaiti). ADNA, Bakı-2008
14. Məmmədova T.H."Hidravlik maşınlar", Az.NKİ nəşri. Bakı, 1976.
15. Абрамов Е. И., Колесниченко К.П., Маслов В. Т. Элементы гидропривода: Справочник. Киев: Техника, 1969. 316 с.
16. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. Киев, «Техшка», 1969. 320 с.
17. Аврутин Р.Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков. М.—Л., «Машиностроение», 1965. 268 с.
18. Азизов А.Г., Ахмедов А.С. Гидропривод и гидроавтоматика. (Лабораторный практикум) АДНА. Баку, 1998, 48 с.
19. Азизов А.Г., Караев М.А., Гасанова Д.И.. Лабораторные работы по курсу “Гидравлические машины”. (Учебное пособие). АГНА, Баку, 2007.
20. Азизов А.Г., Рагимов А.М., Азизов М.Г.. Проектирование гидро и пневмосистем. (Учебное пособие). АГНА, Баку, 2004.
21. Азизов А.Г., Рагимов А.М., Азизов М.Г. “Гидродинамические передачи”. (Учебное пособие). ADNA, АГНА, Баку, 2005.
22. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В. Н. Прокофьев, Ю. А. Данилов, Л. А. Кондаков и др.; Под ред. В. Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1969. 496 с.

23. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М., «Машиностроение», Авт.: Прокофьев В. Н., Данилов Ю. А., Кондаков Л. А., Луганский А. С., Целин Ю. А. 1969. 496 с.
24. Андреев А.Ф., Барташевич Л.В., Боглан Н.В. и др. Гидро-пневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи. – Минск: Высшая школа, 1987. 310 с.
25. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х Т. 5-е изд., перераб. и доп. Том 3. М.: Машиностроение, 1980 г. – 559 с.
26. Астахов А.В. Объемные гидравлические передачи шахтных машин» М., «Недра», 1967. 276 с.
27. Астахов А.В., Пономаренко Ю.Ф. Гидропривод горных машин. М., «Недра», 1971. 248 с.
28. Бабаев С.Г. Надежность нефтепромыслового оборудования. М., Недра, 1987.
29. Башта Т.М. «Объемные насосы и гидродвигатели гидросистем». М. Машиностроение. 1974.
30. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982, 423 с.
31. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1971, 672 с.
32. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М., «Машиностроение», 1972, 320 с.
33. Бирюков Б. Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. М.: Машиностроение, 1972.— 156 с.
34. Бирюков Б. Н. Гидравлическое оборудование металло-режущих станков. М.: Машиностроение, 1979. 112 с.
35. Богданович Л. Б. Объемные гидроприводы. Киев, «Техника», 1971. 172 с.
36. Брон Л.С., Тартоковский Ж.Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. Над. 2-е М.,

- «Машиностроение»» 1967. 356 с.
37. Бухаленко Е.И., Абдуллаев Ю.Г. Монтаж, обслуживание и ремонт нефтепромыслового оборудования. М., Недра, 1985.
38. Васильченко В. А. Основные направления развития объемного гидропривода. Строительные и дорожные машины, 1981, № 5, с. 30...31.
39. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1983, 301 с.
40. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Вышэйшая школа, 1985, 382 с.
41. Гавриленко Б. А., Минин В. А., Рождественский С. Н. Гидравлический привод. М., «Машиностроение», 1968, 490
42. Герц Е. В. Динамика пневматических систем машин. М.: Машиностроение, 1985, 256 с.
43. Герц Е.В. Пневматические приводы. М., «Машиностроение», 1969.
44. Гидравлика и гидропривод. М., «Недра», 1970. 304 с. Авт.:В. Г. Гойер, В. С. Дулии, А. Г. Борумеиский, А. Н. Заря.
45. Гидравлическое оборудование для строительных и дорожных машин.: Каталог. Составители: Абаринов ВН, Кривошеин Л.Л., Панкрашкин П.В. ВНИИстройдормаш .М.: В/А "Стройдормашсервис", 1991, 116 с, с илл.
46. Гидравлическое оборудование. Каталог-справочник. Книги I п II. М., Изд. ВНИИГидропривод, НИИмаш, 1967. 4.1-400 с, ч. II, 352 с.
47. Гидравлическое оборудование.: Каталог под общ ред Оксиненко А.Я. и Скрицкого В.Я. М.: НИИ информации по машиностроению, 1978

48. Гидропередачи забойных машин и их эксплуатация М., «Недра», 1970. 92с. Авт.: В. М. Ворман, И. А. Цстиарский, В.Я.Головко, А. Р. Агранат, И. И. Браккер, Н. В. Богуцкий (ЦНИЭИуголь).
49. Гурьев В. П., Погорелов В.И. Гидравлические объемные передачи. М —Л., «Машиностроение», 1964. 344 с.
50. Докукин А.В., Рогов А.Я., Фейфец Л.С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия. - М.: Машиностроение, 1980, 288 с.
51. Долгачев Ф, М., Лейко В. С. Основы гидравлики и гидропривод. М., Стройиздат, 1981. 180 с.
52. Дьячков Б. И. Высокомомеитные моторы однократного действия — М Машиностроение. 1980, 119 с.
53. Ермаков В. В. Гидравлический привод металлорежущих станков. М., Машгиз, 1963. 324 с.
54. Зайченко И. З., Мышлевский Л. М. Пластинчатые насосы и гидромоторы. М.: Машиностроение, 1970, 231 с.
55. Зеленский С. Б., Рябков Е. Д., Микеров А. Г. Ротационные пневматические двигатели. Л.: Машино-строение, 1976.— 240 с.
56. Зинченко И.З., Мишлевский Л.М.. Пластинчатые насосы и гидромоторы. М. Машиностроение. 1970.
57. Ибатулов К.А. Гидравлические машины и механизмы в нефтяной промышленности. - М.: Недра, 1972.
58. Ильский А.Л., Шмидт А.П. Буровые машины и механизмы. М.: Недра, 1989. 396 с.
59. Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем: Пер. со сло-вац. Л.: Машиностроение, 1983. 363 с.
60. Исаев Ю.М. Расчёт и конструирование аксиально-поршневых насосов, Ленинград, ЛПИ им. М.И. Калинина, 1979.

61. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. М., "Недра", 1983, 209 с.
62. Касьянов В.М. Гидромашины и компрессоры. М., Недра, 1982.
63. Ковалевский В. Ф., Железняков Н. Т., Бейлин Ю. Е. Справочник по гидроприводам горных машин. М.: Недра, 1973. 502 с.
64. Коваль П.В. Гидропривод горных машин. М., «Недра», 1967. 387 с.
65. Комаров А. А. Надежность гидравлических систем. М., «Машиностроение», 1969. 236 с.
66. Компоненты гидропривода.: Каталоги продукции Московского ОАО "Машиностроение и гидравлика" - М.: АО "МАГ", 1996.
67. Кондаков Л. А. Уплотнения гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1972. 240 с.
68. Коновалов В. М., Скрицкий В. Я, Рокшевский В. А. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. М.: Машиностроение, 1976. 288 с.
69. Крайслер А. А., Крымский А. Н. Объемные гидромеханические передачи с двумя дифференциалами // Тр. НАТИ. М., Вып. 98.1959. 54 с.
70. Лейко В. С., Васильченко В. А. Тепловой режим гидравлического привода строительных и дорожных машин. Строительные и дорожные машины, 1973, № 8, с. 14—15.
71. Льюис Э, Стерн х. Гидравлические системы управления. М.: Машиностроение, 1966, 408 с.
72. М.А.Караев, А.Г.Азизов, А.М.Рагимов, Г.Г.Рзаева. "Работа центробежных насосов на вязких жидкостях". (Учебное пособие). АГНА, Баку, 2006.
73. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. М.

- «Машиностроение», 1966. 171 с.
74. Машиностроительный гидропривод. Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под общ. ред. В. Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.
75. Молчанов А.Г. Гидроприводные штанговые скважинные насосные установки. М., Недра, 1982.
76. Молчанов А.Г., Чичеров В.Л. Нефтепромысловые машины и механизмы. М.: Недра, 1983.
77. Моль Р. Гидропневмоавтоматика: Пер. с франц. М.: Машиностроение, 1975. 352 с.
78. Мухаяев Г.А., Шукин В. К. Термодинамика и теплопередача. М.: Высш. шк., 1991. 480с.
79. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмопривода: Учебник. – М.: Машиностроение, 1991. 384 с.,ил.- 200
80. Нефтегазопромысловое оборудование. Каталог. АЗИНМАШ, Баку, 1991. 211 с.
81. Нефтепромысловое оборудование. Справочник. Под ред. Е.И.Бухаленко. М.: Недра, 1990. 559 с.
82. Никитин Г.А., Комаров А.А. Распределительные и регулирующие устройства гидросистем. М., «Машиностроение», 1965. 184 с.
83. Никитин О. Ф., Холин К. М.. Объемные гидравлические и пневматические приводы. М.: Машиностроение, 1981. 267 с.
84. Осипов А. Ф. Объемные гидравлические машины. М., «Машиностроение», 1966. 160 с.
85. Основы теории и конструирования объемных гидropередач. А.В. Кулагин, Ю.С.Демцдов, В.Н.Прокофьев, Л. А. Кондаков. М.: Высш. шк., 1967. 400 с.
86. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Е. В. Герц, А. И. Кудрявцев, О. В. Ложкин и

- др.— М.: Машиностроение, 1981. 408 с.
87. Погорелов В.И. Элементы и системы гидропневмоавтоматики. Л.: Из-во Ленинградского университета, 1979, 184 с.
88. Пономаренко Ю. Ф. Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин. М. «Недра», 1972, 376 с.
89. Пономаренко Ю. Ф. Испытание гидропередат. М., «Машиностроение», 1969, 292 с.
90. Попов Д.И. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987, 464 с.
91. Прокофьев В. Н., Данилов Ю. А., Кондаков Л. А. и др. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М. «Машиностроение», 1969, 496 с.
92. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М.: Машиностроение, 1969. 496 с.
93. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. Учебное пособие для вузов. Л.Г.Чичеров, Г.В.Молчанов, А.М.Рабинович и др. М.: Недра, 1987. 422с.
94. Рыбкин Е. А. и Усов А.А. Шестеренные насосы для метало-режущих станков. М., Машгиз, 1960.
95. Свешников В К. Станочные гидроприводы.: Справочник. Изд 3-е, перераб. и доп. М.: "Машиностроение", 1995, 448 с
96. Свешников В.К. Гидрооборудование. Международный справочник. Книга 1. Насосы и гидродвигатели. «Издательский центр «Техинформ» МАИ».2001. 360 с.
97. Свешников В.К. Гидрооборудование. Международный справочник. Книга 2. Гидроаппаратура. «Издательский центр «Техинформ МАИ».2002, 508 с.
98. Свешников В.К. Гидрооборудование. Международный справочник. Книга 3. «Издательский центр «Техинформ» МАИ». Вспомогательные элементы гидропривода. 2003.

480 с.

99. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М: Машиностроение, 1988. – 512 с.: ил.
100. Скрицкий В.А., Рокшевский В.А. Эксплуатация промышленных гидроприводов. М.: Машиностроение, 1984. 176 с.
101. Смазочно-охлаждающие технологические средства: Справочник / Под ред. С. Г. Энтелиса, Э. М. Берлинера. М.: Машиностроение, 1986. 351 с.
102. Френкель М.И., Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1969. 743 с.
103. Хаймович Е. М. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. Москва- Киев, Машгиз, 1959. 556 с.
104. Хаттон Р. Е. Жидкости для гидравлических систем. М. — Л., «Химия», 1965. 364 с.
105. Хории В.Н. Объемный гидропривод забойного оборудования. М., «Недра», 1968. 424 с.
106. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод. Изд. 2-е. М., «Наука», 1966. 240 с.
107. Холин К.М., Никитин О. Ф. Основы гидравлики и объемные гидроприводы. М.: Машиностроение, 1989. 264
108. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984. 416 с.
109. Чиняев И. А. Роторные насосы. Л., Машиностроение, 1969.
110. Чупраков ю.и. Гидропривод М.:Машиностроение, 1979, 232 с.
111. Шашкин И.Ф. Плунжерные и поршневые насосы малой производительности в теплоэнергетике. М., Госэнергоиздат, 1960.
112. Электрогидравлические следящие системы. В.А.

- Хохлов, В. Н. Прокофьев, Н. А. Борисова и др. Под общ. ред. В. А. Хохлова. М.: Машиностроение, 1971. 432 с.
113. Эрнст В. Гидропривод и его промышленное применение. М., Машгиз, 1963. 492 с.
114. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. М., Оборонгиз, 1957.
115. Юфин А.П. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы. М. «Высшая школа», 1965.
116. Юшкин В.В. Основы расчета объемного гидропривода. Мн.: Выш. шк., 1982.
117. Гидропривод. Основы и компоненты. Сервис. Автоматизация. Дидактика. Коллектив авторов: Экснер Х., Фрейтаг Р., Д-р ГайсХ., Ланг Р., Оппольцер Й., Шваб П., Зумпф Е., Остендорфф У., Райк М. Издание 2. Издатель: Бош Рексрот АГ. 64711 г. Эрбах, Германия. 2003, 323 с.
118. MANNESMANN REXROTH. Маннесманн Рексрот. Учебный курс гидравлики. Пособие по гидравлике (гидроприводы). Составитель Шмитт А. Том I. Издатель: ХИДАК ГмбХ, Сульцбах, ФРГ, 1980, 226с.
119. MANNESMANN REXROTH. Маннесманн Рексрот. Учебный курс гидравлики. Пропорциональная техника и сервоклапаны. Авторский коллектив: Дёрр Х., Эвальд Р., Хуттер Й., Кретц Д., Лидхегенер Ф., Шмитт А., Райк М. Том II. Издатель: ХИДАК ГмбХ, Сульцбах, Лор на Майне, ФРГ, 1986. 258 с.
120. http://en.wikipedia.org/wiki/Hydraulic_drive_system
121. <http://www.hydraulic-equipment-manufacturers.com/hydraulic-drive.html>
122. <http://www.twirpx.com/files/hydro/hidropr/?show=recent>
123. http://abc.vvsu.ru/Books/l_gidrosys/default.asp

İŞARƏLƏR VƏ İNDEKSLƏR

İşarələr

ρ – sıxlıq;	G – yük;
ω – en kəsik sahəsi;	H – nasosun basqısı;
η – faydalı iş əmsalı,	k – izafı verim əmsalı;
FİƏ;	q – işçi həcm;
λ – hidravlik	Q – verim, sərf;
müqavimət əmsalı;	l – uzunluq;
μ – sərf əmsalı;	M – moment;
τ – zaman;	m – modul;
ω – bucaq sürəti;	n – dövrlər sayı;
Δ – fərq işarəsi;	N – güc;
ν – kinematik özlülük	P – qüvvə;
əmsalı;	p – təzyiq;
ξ – yerli hidravlik	R – faydalı qüvvə;
müqavimət əmsalı;	S – gediş yolu;
α – sərf (verim) əmsalı	T – sürtünmə qüvvəsi;
α, β – bucaqlar;	t – temperatur;
b – dişli çarxın eni;	v – sürət;
D, d – diametr;	W, V – həcm;
F, f – sahələr;	z – dişlərin, kameraların
	sayı

İndekslər

<i>a</i> – axıtma;	<i>m</i> – mühərrik, hidravlik
<i>at</i> – atmosfer;	motor;
<i>b</i> – böhran;	<i>max</i> – maksimum;
<i>c</i> – civə;	<i>mex</i> – mexanik;
<i>ç</i> – çıxış;	<i>min</i> – minimum;
<i>d</i> – daxili;	<i>n, nəz</i> – nəzəri;
<i>d</i> – dinamik;	<i>n</i> – nasos
<i>d.b.</i> – doymuş buxar;	<i>nom</i> – nominal;
<i>dr</i> – drossel;	<i>p</i> – porşen;
<i>e.m</i> – elektriki mühərrik;	<i>s</i> – silindr;
<i>əks</i> – əks;	<i>s</i> – sıxılma;
<i>f</i> – faydalı, effektiv;	<i>s</i> – sorma;
<i>gir, g</i> – giriş;	<i>sın</i> – sınaq;
<i>h</i> – hidravlik;	<i>st</i> – statik;
<i>h, həq</i> – həqiqi;	<i>su</i> – su;
<i>həc</i> – həcmi;	<i>sür</i> – sürtünmə;
<i>hmex</i> – hidromexaniki;	<i>ş</i> – ştok;
<i>i</i> – işçi;	<i>t.o.</i> – tələb olunan;
<i>i</i> – indikator;	<i>v</i> – vurma;
<i>in</i> – intiqal;	<i>v</i> – val;
<i>k</i> – klapan;	<i>y</i> – yük.

ƏLAVƏ Ə.II.1
HİDRAVLİK İNTİQALLARI HESABLAMAQ ÜÇÜN
ƏSAS TƏNLİKLƏR

Əlavə Ə.II.1.1
Həcmi hidravlik intiqallar

Əlavə Ə.II.1.1.1
Həcmi hidravlik intiqalın əsas parametrləri

	Parametr	İşarəsi	Mahiyyəti və hesablaması
1	2	3	4
1.	həcmi hidravlik intiqalında nominal maye sərfi	$Q_{nom},$ $Q_{in\ nom}$	$Q_{in\ nom} = Q_{n\ nom}$ – hidravlik intiqal sistemini qidalandıran nasosun nominal verimidir
2.	həcmi hidravlik intiqalın nominal təzyiqi	$p_{nom},$ $p_{in\ nom}$	$p_{in\ nom} = p_{n\ nom}$ – hidravlik intiqalın sistemini qidalandıran nasosun çıxışında nominal təzyiqdir
3.	hidravlik intiqalının gücü (faydalı gücü)	N_{inf}	$N_{inf} = N_{mf} = N_{mv}$ – hidravlik mühərrikin (hidravlik motorun, hidravlik güc silindrin) çıxış bəndindəki nominal gücdür
4.	hidravlik intiqalın tam FİƏ	η_{in}	$\eta_{in} = \frac{N_{in\ \xi}}{N_{in\ g}} = \frac{N_{mv}}{N_{nv}}$ – hidravlik intiqalın çıxış bəndinin gücünün giriş bəndinin gücünə olan nisbətidir
5.	hidravlik intiqalın tənzimləmə dərəcəsi	d	$d = \frac{n_{m\ max}}{n_{m\ min}}$ – hidravlik intiqalın çıxış bəndinin maksimal sürətinin (dövrələr sayının) minimal sürətinə (dövrələr sayına) olan nisbəti

1	2	3	4
6.	ardıcıl drossel ilə tənzimləmə	d_{da}	$d_{da} = \frac{\bar{x}_{max}}{\bar{x}_{min}} = \frac{1}{0} \rightarrow \infty$ (faktiki olaraq, hidravlik intiqalın çıxış bəndinin dövrlər sayı $n_{m\ max}$ -dan ($\bar{x}=1$) 0-a qədər ($\bar{x}=0$) dəyişə bilər)
7.	paralel drossel ilə tənzimləmə	d_{dp}	$d_{da} = \frac{1 - \bar{x}_{min}}{1 - \bar{x}_{max}} = \frac{1}{0} \rightarrow \infty$ (faktiki olaraq, hidravlik intiqalın çıxış bəndinin dövrlər sayı $n_{m\ max}$ -dan ($\bar{x}=0$) 0-a qədər ($\bar{x}=1$)), lakin, drosselin tam açılmış vəziyyətdə ($\bar{x}=1$) onun hidravlik müqaviməti yük təzyiqindən böyük olarsa, onda $n_{m\ min} \neq 0$, yəni $\bar{x}=1$ hidravlik intiqalının çıxış bəndinin hərəkətini kiçik sürətlə olsa da davam edir.
8.	həcmi tənzimləmə: – nasosla tənzimləmə	d_n	$d_n = \frac{n_{m\ max}}{n_{m\ min}} = \frac{\bar{u}_{n\ max}}{\bar{u}_{n\ min}}, \bar{u}_{n\ min} = 0,2$ qəbul etsək, onda $d_n = \frac{\bar{u}_{n\ max}}{\bar{u}_{n\ min}} \approx \frac{1}{0,2} = 5$
9.	həcmi tənzimləmə: – hidravlik motorla tənzimləmə	d_m	$d_m = \frac{n_{m\ max}}{n_{m\ min}} = \frac{\bar{u}_{m\ max}}{\bar{u}_{m\ min}}, \bar{u}_{m\ min} = 0,2$ qəbul etsək, onda $d_m = \frac{\bar{u}_{m\ max}}{\bar{u}_{m\ min}} \approx \frac{1}{0,2} = 5$

ƏLAVƏ Ə.II.1. Hidravlik intiqalları hesablamaq üçün əsas tənliklər

1	2	3	4
10.	həcmi tənzimləmə: – nasosla və hidravlik motorla tənzimləmə	d_h	$d_h = \frac{n_{m \max}}{n_{m \min}} = \frac{\bar{u}_{n \max} \bar{u}_{m \max}}{\bar{u}_{n \min} \bar{u}_{m \min}} \bar{u}_{n \min} =$ $0,2 \text{ və } \bar{u}_{m \min} = 0,2 \text{ qəbul etsək,}$ $\text{onda } d_h = \frac{\bar{u}_{n \max} \bar{u}_{m \max}}{\bar{u}_{n \min} \bar{u}_{m \min}} \approx \frac{1}{0,2 \cdot 0,2}$ $= 25$

Əlavə Ə.II.1.1.2

Həcmi hidravlik intiqalın xarici parametrləri

<i>Həcmi hidravlik intiqalın giriş bəndində:</i>			
1	2	3	4
11.	dövrələr sayı	$n_{in g}$	$n_{in g} = n_n$ – qidalandırıcı nasos valının dövrələr sayıdır
12.	moment	$M_{in g}$	$M_{in g} = M_{n v}$ – qidalandırıcı nasosun valındakı momentidir
13.	güc (tələb olunan güc)	$N_{in g}$	$N_{in g} = N_{n v}$ – qidalandırıcı nasosun valındakı gücdür
<i>Həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndində</i>			
14.	moment (faydalı moment)	$M_{in \varphi}$	$M_{in \varphi} = M_{m v}$ – hidravlik motorun valında yaradılan faydalı moment
15.	qüvvə (faydalı qüvvə)	$R_{in \varphi}$	$R_{in} = R_s$ – hidravlik güc silindr ştokda yaradılan faydalı qüvvə
16.	çıxış xətti sürəti	$v_{in \varphi}$	$v_{in \varphi} = v_s$ – hidravlik güc silindrinin ştokunun sürəti
17.	güc (faydalı güc)	$N_{in \varphi} = N_{in f}$	$N_{in \varphi} = N_{m v}$; $N_{in \varphi} = N_{s f}$ – hidravlik mühərrikin (motorun, silindrin) çıxış bəndindəki güc

Əlavə Ə.II.1.1.3
Həcmi hidravlik intiqalın daxili parametrləri

1	2	3	4
18.	hidravlik intiqal sisteminin vurma xəttində ən böyük sərfi	Q_n	qidalandırıcı nasosun verimi
19.	hidravlik mühərrikin girişində maye axının sərfi	Q_m	$Q_m = Q_n - \Delta Q_{id}$ – drosselli tənzim olunma üsulunda ($0 \leq \Delta Q_{id} \leq Q_n$); $Q_m = Q_n$ – həcmi tənzim olunma üsulunda
20.	hidravlik mühərrikin girişində təzyiq	p_m	$p_m = p_n - \Delta p_{it}$ (Δp_{it} – nasosdan mühərrikə qədər baş verən təzyiq itkilərinin cəmi. $\Delta p_{it} = \sum \Delta p_{it i}$)
21.	hidravlik intiqalda istifadə olunan güc	N_{in}	$N_{in} = N_{nv} = N_n$ – qidalandırıcı nasosun valındakı güc
22.	hidravlik intiqalının faydalı gücü	N_{inf}	$N_{inf} = N_{mf} = N_{mv}$ – çıxış bəndindəki güc
23.	hidravlik intiqalda tam güc itkiləri (avadanlıqlarında güc itkilərinə görə)	ΔN_{in}	$\Delta N_{in} = N_{nv} - N_{mv} = \Delta N_n + \Delta N_m + \Delta N_x$,
24.	hidravlik intiqalda tam güc itkiləri (güc itkilərin növünə görə)	ΔN_{in}	$\Delta N_{in} = \Delta N_{in hac} + \Delta N_{in h} + \Delta N_{in mex} + \Delta N_{in x}$,
25.	qidalandırıcı nasosda güc itkiləri	ΔN_n	$\Delta N_n = \Delta N_{n hac} + \Delta N_{n h} + \Delta N_{n mex}$
26.	hidravlik mühərrikdə güc itkiləri	ΔN_m	$\Delta N_m = \Delta N_{m hac} + \Delta N_{m h} + \Delta N_{m mex}$
27.	hidravlik xətlərdə güc itkiləri	ΔN_x	$\Delta N_x = \sum \Delta N_{x i}$
28.	idarəetmədə güc itkiləri	$\Delta N_{in id}$	$\Delta N_{in id}$ – drosselli idarəetmədə güc itkiləri

ƏLAVƏ Ə.II.1. Hidravlik intiqalları hesablamaq üçün əsas tənliklər

1	2	3	4
29.	hidravlik intiqalda həcmi güc itkiləri	$\Delta N_{in\ həc}$	$\Delta N_{in\ həc} = \Delta N_{n\ həc} + \Delta N_{m\ həc} + \Delta N_{in\ id}$
30.	hidravlik intiqalda hidravlik güc itkiləri	$\Delta N_{in\ h}$	$\Delta N_{in\ h} = \Delta N_{n\ h} + \Delta N_{m\ h} + \Delta N_x$
31.	hidravlik intiqalda mexaniki güc itkiləri	$\Delta N_{in\ mex}$	$\Delta N_{in\ mex} = \Delta N_{n\ mex} + \Delta N_{m\ mex}$

Əlavə Ə.II.1.1.4 Həcmi hidravlik intiqalın FİƏ

1	2	3	4
32.	hidravlik intiqalın tam FİƏ	η_{in}	$\eta_{in} = \frac{N_{in\ f}}{N_{in}} = \frac{N_{mv}}{N_{nv}}$ $\eta_{in} = \eta_{in\ həc} \eta_{in\ h} \eta_{in\ mex}$ – itkilərin növünə görə $\eta_{in} = \eta_n \eta_m \eta_x$ – avadanlıqlardakı itkilərə görə
33.	irəliləmə hərəkətli həcmi hidravlik intiqalın tam FİƏ	η_{in}	$\eta_{in} = \frac{N_{in\ f}}{N_{in}} = \frac{R \cdot v}{M_{nv} \cdot \omega_n}$
34.	fırlanma hərəkətli həcmi hidravlik intiqalın tam FİƏ	η_{in}	$\eta_{in} = \frac{N_{in\ f}}{N_{in}} = \frac{M_{mv} \cdot \omega_m}{M_{nv} \cdot \omega_n} = k \cdot i$
35.	hidravlik intiqalın həcmi FİƏ	$\eta_{in\ həc}$	$\eta_{in\ həc} = \eta_{n\ həc} \cdot \eta_{m\ həc}$ – maşın idarəetmədə $\eta_{in\ həc} = \eta_{n\ həc} \cdot \eta_{m\ həc} \cdot \eta_{id}$ – drossellə idarəetmədə
36.	hidravlik intiqalın mexaniki FİƏ	$\eta_{in\ mex}$	$\eta_{in\ mex} = \eta_{n\ mex} \cdot \eta_{m\ mex}$

1	2	3	4
37.	hidravlik intiqalın hidravliki FİƏ	$\eta_{in\ h}$	$\eta_{in\ h} = \eta_{n\ h} \cdot \eta_{m\ h} \cdot \eta_x$
38.	drossellə idarə olunan hidravlik intiqalın tam FİƏ	η_{in}	$\eta_{in\ h} = \eta_{n\ h} \cdot \eta_{m\ h} \cdot \eta_x \cdot \eta_{id}$
39.	hidravlik intiqalda momentin transformasiyası əmsalı (güc ötürmə ədədi)	k	$k = \frac{M_{mv}}{M_{nv}}$
40.	hidravlik intiqalın ötürmə ədədi	i	$i = \frac{\omega_m}{\omega_n} = \frac{n_m}{n_n}$
41.	drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın tam FİƏ-da	η_{in}	$\eta_{in} = \frac{N_{mv}}{N_{nv}} = \eta_n \cdot \eta_m \cdot \eta_x \cdot \eta_{id},$
42.	tənzimlənən hidravlik intiqalın tənzimlənmə diapazonu	η_{in}	$\eta_{in} = \frac{N_{mv}}{N_{nv}} = \eta_n \cdot \eta_m \cdot \eta_x \cdot \eta_{id},$

Əlavə Ə.II.1.2
Nasoslar

	Parametr	İşarəsi	Mahiyyəti
1	2	3	4
1.	sorma təzyiqi	$p_{ns}; p_n$	nasosun girişindəki təzyiq
2.	vurma təzyiqi	p_{nv}	nasosun çıxışındakı təzyiq
3.	nasosun təzyiqi	p_n	nasosun çıxışındakı və girişindəki təzyiqlər fərqi: $p_n = p_{nv} - p_{ng}$ (p_{nv}, p_{ng} – mütləq təzyiqlərdir)
4.	nasosun nominal təzyiqi	$p_{nom}; p_{nom}$	nasosun çıxışındakı optimal işçi təzyiq (texniki pasportuna görə)
5.	nasosdakı təzyiq itkisi	Δp_n	$\Delta p_n = p_{n\text{ n}\acute{e}z} - p_{nv} = p_{ni} - p_{nv}$
6.	nasosdakı mexaniki itkilərə sərf olunan təzyiq itkisi	Δp_{nmex}	$\Delta p_{nmex} = 2\pi \Delta M_{nmex} / q_n$
7.	nasosdakı hidravlik itkilərə sərf olunan təzyiq itkisi	Δp_{nh}	$\Delta p_{nh} = p_{ni} - p_{nv} = \Delta p_n$ qəbul olunur
8.	nasosdakı mexaniki və hidravliki itkilərə sərf olunan təzyiq itkisi	Δp_{nhmex}	$\Delta p_{nhmex} = \Delta p_{nmex} + \Delta p_{nh}$
9.	çıxışdakı sərf (nasosun verimi)	$Q_{nh\acute{e}q}$	nasosun həqiqi sərfi (həqiqi verim): $Q_{nh\acute{e}q} = Q_{ng} = Q_n$ (mayenin sıxılmasını və xaricə sızmalarını nəzərə almamaqla)
10.	nasosun nəzəri sərfi (nasosun nəzəri verimi)	$Q_{nn\acute{e}z}$	nasosda həcmi itkilər olmadıqda nasosun verimi: $Q_{nn\acute{e}z} = q_n n_n$

ƏLAVƏ Ə.II.1. Hidravlik intiqalları hesablamaq üçün əsas tənliklər

1	2	3	4
11.	nasosda sərf (həcmi) itkisi	ΔQ_n	$\Delta Q_n = Q_{n \text{ nəz}} - Q_{n \text{ həq}}$
12.	nasosun işçi həcmi	q_n	nasos valının bir dövründə vurulan mayenin nəzəri həndəsi həcmi (təzyiqə görə mayenin sıxılması nəzərə alınmır)
13.	nasosun dövrlər sayı	n_n	nasos valının dövrlər sayı və ya porşenin ikiqat gedişlərinin sayı
14.	nasosun nominal dövrlər sayı	$n_{n \text{ nom}} = n_n$	nasosun optimal işçi dövrlər sayı
15.	nasos valının bucaq sürəti	ω_n	$\omega_n = 2\pi n_n$
16.	nasosun hidravliki FİƏ	$\eta_{n h}$	$\eta_{n h} = p_{n v} / p_{n \text{ nəz}}$
17.	nasosun həcmi FİƏ	$\eta_{n \text{ həc}}$	nasosun həqiqi veriminin nəzəri veriminə nisbəti $\eta_{n \text{ həc}} = Q_{n \text{ həq}} / Q_{n \text{ nəz}}$
18.	nasosun giriş valında moment	$M_{n v}$	nasosun tələb etdiyi moment
19.	nəzəri moment	$M_{n \text{ nəz}}$	nasosun işçi kameralarında təzyiq yaratmaq üçün sərf olunan moment $M_{n \text{ nəz}} = p_{n \text{ nəz}} q_n / 2\pi$
20.	indikator moment	$M_{n i}$	$M_{n \text{ nəz}} = M_{n i}$
21.	mexaniki itkilərə sərf olunan moment itkisi	$\Delta M_{n \text{ mex}}$	$\Delta M_{n \text{ mex}} = M_{n v} - M_{n i} = \Delta p_{n \text{ mex}} q_n / 2\pi$
22.	nasosun mexaniki FİƏ	$\eta_{n \text{ mex}}$	$\eta_{n \text{ mex}} = M_{n i} / M_{n v} = M_{n \text{ nəz}} / M_{n v}$
23.	nasosun giriş valında güc – nasosun gücü	$N_{n v} = N_n$	nasosun tələb etdiyi güc

ƏLAVƏ Ə.II.1. Hidravlik ittiqalları hesablamaq üçün əsas tənliklər

1	2	3	4
24.	nasosun faydalı gücü (işçi maye ilə aparılan güc)	N_{nf}	$N_{nf} = p_n Q_n$
25.	nasosun nominal gücü	$N_{n\ nom}$	nominal işçi təzyiqdə və nominal dövrlər sayında nasosun valındakı güc (nasosun texniki pasportuna görə)
26.	mexaniki itkilərə sərf olunan güc itkisi	$\Delta N_{n\ mex}$	$\Delta N_{n\ mex} = N_{n\ v} - N_{n\ i}$
27.	həcmi itkilərə sərf olunan güc itkisi	$\Delta N_{n\ h\ ac}$	$\Delta N_{n\ h\ ac} = p_{n\ i} \Delta Q_n$
28.	hidravliki itkilərə sərf olunan güc itkisi	$\Delta N_{n\ h}$	$\Delta N_{n\ h} = \Delta p_{n\ h} Q_n$
29.	nasosun hidromexaniki FİƏ	$\eta_{n\ hmex}$	$\eta_{n\ hmex} = (N_{n\ v} - \Delta N_{n\ mex} - \Delta N_{n\ h}) / N_{n\ v}$
30.	nasosun ümumi FİƏ	η_n	$\eta_n = N_{nf} / N_{n\ v} = N_{nf} / N_n = \eta_{n\ h\ ac} \eta_{n\ mex} \eta_{n\ h} = \eta_{n\ h\ ac} \eta_{n\ hmex}$

**Əlavə Ə.II.1.3.
Hidravlik mühərriklər**

**Əlavə Ə.II.1.3.1.
Hidravlik motorlar**

1	2	3	4
1.	girişdəki təzyiq	$p_{m g}$	motorun girişindəki təzyiq
2.	çıxışdakı təzyiq – axıtma təzyiqi	$p_{m \zeta}$; $p_{m a}$	motorun çıxışdakı təzyiq
3.	indikator təzyiqi, nəzəri təzyiq	$p_{m i} = p_{m n \bar{z}}$	indikator təzyiqi və ya nəzəri təzyiq – hidravlik motorun işçi kamerasında (porşenin, lövhənin altında və s.) moment yaradan zamanı təzyiq: $p_{m n \bar{z}} = p_{m i}$
4.	hidravlik motorun təzyiqi və ya motorda işçi mayenin tam təzyiq düşküsi	p_m	motorun girişindəki və çıxışdakı təzyiqlər fərqi: $p_m = p_{m g} - p_{m \zeta} = p_{m g} - p_{m a}$
5.	hidravlik motorun nominal təzyiqi	$p_{m nom}$; p_{nom}	motorun girişindəki optimal işçi təzyiqi (motorun texniki pasportuna görə)
6.	mexaniki itkilərə sərf olunan təzyiq itkisi	$\Delta p_{m mex}$	$\Delta p_{m mex} = 2\pi \Delta M_{m mex} / q_m$
7.	hidravliki itkilərə sərf olunan təzyiq itkisi	$\Delta p_{n h}$	$\Delta p_{m h} = p_{m g} - p_{m n \bar{z}}$
8.	hidravlik motorda tam faydasız təzyiq itkisi (hidromexaniki gətirilmiş təzyiq itkiləri)	Δp_m	$\Delta p_m = \Delta p_{m h} + \Delta p_{m mex}$
9.	hidravlik motorda hidromexaniki təzyiq itkiləri	$\Delta p_{m hmex}$	hesablamaların mürəkkəbliyindən adətən qəbul olunur: $\Delta p_{m hmex} = p_{m g} - p_{m n \bar{z}}$

1	2	3	4
10.	hidravlik motorun həqiqi sərfi – motorun girişindəki sərf	$Q_{mg} = Q_{mhəq}$	motorun girişindəki həqiqi sərf $Q_{mg} = Q_m = Q_{mhəq}$ (mayenin genişlənməsini nəzərə almamaqla)
11.	hidravlik motorun çıxışındakı sərf (axıtma sərfi)	$Q_{mç} = Q_{ma}$	$Q_{mç} = Q_{mç} = Q_{ma}$ (mayenin motorda genişlənməsini və xarici sızmaları nəzərə almamaqla)
12.	hidravlik motorun nominal sərfi	Q_{mnom}	nominal işçi təzyiqdə və nominal dövrlər sayında motorun optimal sərfi (motorun texniki pasportuna görə)
13.	motorun nəzəri sərfi	$Q_{mnəz}$	motorda həcmi itkilər olmadıqda motorun sərfi: $Q_{mnəz} = q_m n_m$
14.	motorda daxili sızmalar	ΔQ_{md}	motorun daxilində kameralar arasında təzyiqlər fərqinə görə əmələ gələn sızmalar
15.	motorda sərf itkisi	ΔQ_m	$\Delta Q_m = Q_{mhəq} - Q_{mnəz}$
16.	hidravlik motorun işçi həcmi	q_m	motorun bir dövrünə sərf olunan mayenin nəzəri həndəsi həcmi (təzyiqə görə mayenin genişlənməsi nəzərə alınmır)
17.	hidravlik motorun valının dövrlər sayı	n_m	bir saniyədə motorun çıxış valının dövrlər sayı
18.	hidravlik motorun valının nominal dövrlər sayı	n_{mnom}	hidravlik motorun valının optimal işçi dövrləri (onun texniki pasportuna görə)
19.	hidravlik motorun valının bucaq sürəti	ω_m	motorun çıxış valının bucaq sürəti $n_m = 2\pi \omega_m$
20.	hidravlik motorun həcmi FİƏ	$\eta_{mhəc}$	motorun nəzəri sərfinin həqiqi sərfinə olan nisbəti: $\eta_{mhəc} = Q_{mnəz} / Q_{mhəq}$
21.	hidravlik motorun faydalı momenti	$M_m; M_{mv}$	hidravlik motorun çıxış valındakı moment

1	2	3	4
22.	nəzəri moment, indikator momenti	$M_{m\ n\ \bar{z}} = M_{m\ i}$	hidravlik kameralarda sıxışdırıcılara mayenin işçi təzyiqinin təsiri ilə hidravlik motorun valında yaranan moment $M_{m\ n\ \bar{z}} = M_{m\ i}$
23.	hidravlik motorun nominal momenti	$M_{m\ nom}$	motorun nominal işçi təzyiqdə çıxış valındakı momenti (motorun texniki pasportuna görə)
24.	mexaniki itkilərə sərf olunan moment itkisi	$\Delta M_{m\ mex}$	$\Delta M_{m\ mex} = M_{m\ n\ \bar{z}} - M_{m\ v} = M_{m\ i} - M_{m\ v}$
25.	hidravlik motorun mexaniki FİƏ	$\eta_{m\ mex}$	$\eta_{m\ mex} = \Delta M_{m\ mex} / M_{m\ n\ \bar{z}} = \Delta M_{m\ mex} / M_{m\ i}$
26.	hidravlik motorun hidromexaniki FİƏ	$\eta_{m\ hmex}$	
27.	hidravlik motorun faydalı gücü	$N_{m\ f} = N_{m\ v}$	hidravlik motorun çıxış valında güc
28.	hidravlik motora maye ilə daxil olan güc	$N_{m\ g}$	$N_{m\ g} = p_{m\ g} Q_m = p_{m\ g} Q_{m\ g}$
29.	hidravlik motordan maye ilə xaric olunan güc	$N_{m\ \bar{c}} = N_{m\ a}$	$N_{m\ \bar{c}} = p_{m\ \bar{c}} Q_m = p_{m\ a} Q_{m\ \bar{c}}$
30.	hidravlik motorda istifadə olunan güc	N_m	$N_m = N_{m\ g} - N_{m\ \bar{c}}$
31.	hidravlik motorun nominal gücü	$N_{m\ nom}$	valın nominal dövrlər sayında motorun valındakı nominal momenti yaratmaq üçün motorla maye axınından alınan optimal güc (motorun texniki pasportuna görə)
32.	hidravlik motorun nəzəri gücü (motorun indikator gücü)	$N_{m\ n\ \bar{z}} = N_{m\ i}$	$N_{m\ n\ \bar{z}} = N_{m\ i} = p_{m\ i} Q_m$
33.	mexaniki itkilərə sərf olunan güc itkisi	$\Delta N_{m\ mex}$	$\Delta N_{m\ mex} = N_{m\ n\ \bar{z}} - N_{m\ v}$

ƏLAVƏ Ə.II.1. Hidravlik intiqalları hesablamaq üçün əsas tənliklər

1	2	3	4
34.	hidravliki itkilərə sərf olunan güc itkisi	$\Delta N_{m h}$	$\Delta N_{m h} = (p_m - p_{m i}) Q_m$
35.	hidromexaniki itkilərə sərf olunan güc itkisi	$\Delta N_{m hmex}$	$\Delta N_{m mex} = \Delta M_{m mex} / 2\pi n_m$
36.	həcmi itkilərə sərf olunan güc itkisi	$\Delta N_{m hac}$	$\Delta N_{m hac} = p_{m i} \Delta Q_m$
37.	hidravlik motorun ümumi FİƏ	η_m	$\eta_m = N_{m v} / N_m = N_{m v} / N_m =$ $= \eta_{m hac} \eta_{m mex} \eta_{m h} =$ $= \eta_{m hac} \eta_{m hmex}$

Əlavə Ə.II.1.3.2 Hidravlik silindrlər

1	2	3	4
1.	hidravlik silindrin girişindəki təzyiq	$p_{s g}$	hidravlik silindrin işçi boşluğuna daxil olan mayenin təzyiqi
2.	silindrin çıxışındakı təzyiq – axıtma təzyiqi	$p_{s ç}; p_{s a}$	silindrin işçi olmayan boşluğundan xaric olunan mayenin təzyiqi (axıtma xətinə təzyiq)
3.	hidravlik silindrin nominal təzyiqi	$p_{s nom}$	silindrin işi zamanı işçi mayenin optimal təzyiqi (texniki pasportuna görə)
4.	mexaniki itkilərə sərf olunan təzyiq itkisi	$\Delta p_{s mex}$	$\Delta p_{mex} = T / F$
5.	hidravlik silindrin girişindəki sərf, həqiqi sərf	$Q_{s g}$	hidravlik silindrin işçi boşluğuna daxil olan mayenin sərfi
6.	silindrin çıxışındakı sərfi	$Q_{s ç}; Q_{s a}$	silindrin işçi olmayan boşluğundan xaric olunan mayenin sərfi

ƏLAVƏ Ə.II.1. Hidravlik intiqalları hesablamaq üçün əsas tənliklər

1	2	3	4
7.	silindrin nəzəri sərfi	$Q_{s\ n\bar{z}}$	$Q_{s\ n\bar{z}} = v_s F$
8.	sızmalarla əlaqədar silindrdə sərlər itkisi	ΔQ_s	$\Delta Q_s = Q_g - Q_{n\bar{z}}$
9.	hidravlik silindrin çıxış bəndinin sürəti	v_s	$v_s = Q_{s\ g} \eta_{s\ h\bar{a}c} / F \eta_{s\ h\bar{a}c}$
10.	hidravlik silindrin çıxış bəndinin nominal sürəti	$v_{s\ nom}$	silindrin işi zamanı çıxış bəndinin nominal sürəti (texniki pasportuna görə)
11.	hidravlik silindrin həcmi FİƏ	$\eta_{s\ h\bar{a}c}$	$\eta_{s\ h\bar{a}c} = Q_{s\ n\bar{z}} / Q_{sg} = v_s F / Q_{sg} = (Q_{s\ n\bar{z}} - \Delta Q_s) / Q_{sg}$
12.	hidravlik silindrin çıxış bəndindəki faydalı qüvvə	R	hidravlik silindrin işi zamanı onun çıxış bəndindəki təsir edən faydalı qüvvə
13.	hidravlik silindrin çıxış bəndindəki nominal qüvvə	R_{nom}	silindrin işi zamanı nominal təzyiqdə çıxış bəndində yaradıla bilən qüvvə (texniki pasportuna görə)
14.	hidravlik silindrin porşenində maye təzyiqi ilə yaranan qüvvə	P_p	$P_p = p_s g F$
15.	hidravlik silindrin porşeninə axıtma xətti tərəfindən maye təzyiqi ilə yaranan əks qüvvə	$P_{\bar{a}ks}$	$P_{\bar{a}ks} = p_s \bar{c} F'$
16.	hidravlik silindrin porşeninə təsir edən statik qüvvə	P_{st}	$P_{st} = P_p + T$
17.	hidravlik silindrin ştokuna porşen tərəfindən təsir edən statik qüvvə	$P_{\bar{s}}$	$P_{\bar{s}} = P_p - P_{\bar{a}ks} + T$

ƏLAVƏ Ə.II.1. Hidravlik intiqalları hesablamaq üçün əsas tənliklər

1	2	3	4
18.	hidravlik silindrin porşeninə təsir edən dinamik qüvvə	P_d	$P_d = m a_s$
19.	mexaniki itkilərə sərf olunan qüvvə itkisi	T	$T = \pi D b \tau$
20.	mexaniki FİƏ	$\eta_{s\ mex}$	$\eta_{s\ mex} = (R + T) / R$
21.	hidravlik silindrə maye ilə gətirilən güc	$N_{s\ g}$	$N_g = p_g Q_g$
22.	hidravlik silindrə maye ilə aparılan güc	$N_{s\ \zeta}$	$N_{\zeta} = p_{\zeta} Q_{\zeta} = p_a Q_a$
23.	hidravlik silindrə istifadə olunan güc	N_s	$N_s = N_g - N_{\zeta}$
24.	hidravlik silindrin nəzəri gücü	$N_{s\ nəz}$	$N_{s\ nəz} = P_p v$
25.	hidravlik silindrin faydalı gücü	$N_{s\ f}$	$N_f = R v$
26.	mexaniki itkilərə sərf olunan güc itkisi	$\Delta N_{s\ mex}$	$\Delta N_{mex} = T v$
27.	həcmi itkilərə sərf olunan güc itkisi	$\Delta N_{s\ həc}$	$\Delta N_{həc} = p_g \Delta Q_{s\ həc}$
28.	hidravlik silindrə itkilərə sərf olunan tam güc itkisi	ΔN_s	$\Delta N_s = \Delta N_{mex} + \Delta N_{həc}$
29.	hidravlik silindrin ümumi FİƏ	η_s	$\eta_s = N_f / N_s$