

3 ТАРТЫМ КӨЗДЕРІ

Ауа жолдары мен желдету арналары бойынша ауа ағындарының жылжуы табиғи факторларға (сыртқы атмосфералық ауа және ғимараттардың, үймереттердің, цехтардың және т.б. ішіндегі ауа айырмашылығы, сондай-ақ ғимаратты қоршаудағы жел әрекеті) сүйенген табиғи тартыммен немесе механикалық тартым көздері – желдеткіштермен жүзеге асырылуы мүмкін. Егер өнеркәсіптік жағдайда ертерек берілген көлемдегі табиғи ауа алмасуды ұйымдастырса және оның сыртқы мен ішкі жағдайларға байланысты өзгерісін реттесе, онда желдетуді ұйымдастыруды *аэрация* деп атайды.

Көмір шахталары мен кеніштерді желдетуді ұйымдастыру үшін табиғи тартымды пайдалану оның тұрақтылығын сақтаудағы Қауіпсіздік ережесімен тыйым салынады. Бұл табиғи тартым депрессиясы сыртқы ауа ортасының тәуліктік және маусымдық температуралық өзгерістеріне байланысты. Сондықтан табиғи тартым депрессиясы маңызды шамаларға қол жеткізуі мүмкін, негізгі желдету желдеткіштерінің жұмыс режиміне маңызды түзетулер енгізеді. Осыған байланысты жер асты қазбасы жүйесінде ауаны бөлу міндеттерін шешу кезінде, сондай-ақ шахтадағы желдету желісін басқару кезінде ескеру қажет.

3.1 Табиғи тартым

3.1.1 Табиғи тартымның жалпы сипаттамасы

Табиғи тартым – бұл түсетін және шығатын ағыстардағы ауа бағандары салмағындағы айырмашылыққа сүйенген желдету арналары бойынша орын ауыстыру. Кеніштерді желдету үшін табиғи тартымды пайдалану бұрынғы кезден белгілі. Желдеткіштердің пайда болуымен жер асты қазбаларындағы желдету ұйымдастыруда табиғи тартым ролі қазіргі кезде де өзгерген жоқ. Сондықтан табиғи тартымның әсер етуі негізгі желдету желдеткіштерінің жұмысы кезінде пайда болуы мүмкін, желдету желілері бойынша ауаны бөлуге маңызды түзетулер енгізеді. Табиғи тартымның әсерін білу, өлшеуді білу немесе соның көмегімен аналитикалық есептеулер жер асты тау-кен қазбасы жүйесінде ауаны бөлуді басқарумен байланысты желдету міндеттерін шешу кезінде қателіктер жасамау үшін маңызды.

Табиғи тартымның әртүрлілігі аэрация болып табылады, яғни өндірістік жайларды ұйымдастырылған табиғи желдету. Аэрацияның артықшылығы ауаның үлкен көлемі (сағатына бірнеше миллион куб метрге дейін) желдеткіштер мен ауа жолдарын қолданбай-ақ беріледі және жойылады. Аэрация жүйесі желдетудің механикалық жүйелеріне қарағанда маңызды түрде арзан. Ол ыстық цехтарда анық бөлінген артық жылумен күресте қуатты құрал болып табылады. Аэрацияның маңызды кемшіліктері оның тұрақсыздығы

болып табылады. Жазғы кезде аэрация тиімділігі сыртқы ауа температурасының жоғарылау салдарынан маңызды түрде азаюы мүмкін. Бұдан басқа, өндірістік жайларға келіп түсетін ауа тазартылмайды және салқындатылмайды.

Табиғи тартымды тудыратын көздерден келетін ауа көлемінің бірлігін алатын энергияны *табиғи тартым депрессиясы деп аталады* (h_e). Келетін және шығатын желдету ағыстарына ауаның салыстырылатын қысымдарының айырмашылығы ретінде анықталады. Табиғи тартым анықтамасына сәйкес, егер AB ауа бағанының салмағы (3.1-сурет) CD ауа бағаны салмағының биіктігіне ұқсас аз немесе көп болса, түзіледі. Бұл жағдайда

$$h_e = P_B - P_D, \quad (3.1)$$

мұнда P_B және P_D – B және D нүктесіндегі қысым. Бұл қысымның шамасы есептеу арқылы өлшенген немесе анықталған болуы мүмкін.

B және D нүктесіндегі қысым айырмашылығына байланысты табиғи тартым оң, теріс немесе нольге тең болуы мүмкін. Мысалы, қысқы уақытта AB бағанына келетін ауа салмағы CD оқпан бойынша шахтадан шығатын ауаға қарағанда ауыр болады. Сондықтан, қысқы уақытта табиғи тартым депрессиясы $h_e > 0$, ал бұл жер асты қазба жүйесінде ауаның қосымша ағындарына мүмкіндік береді.

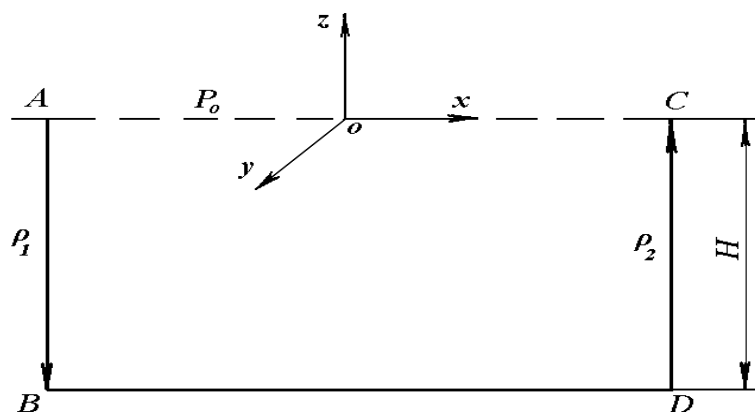
Ауа беретін оқпандарда температура жағдайы жыл бойы елеулі өзгереді, сондықтан жазда AB ауа бағанының салмағы CD ауа бағанына қарағанда ұқсас болады, яғни $h_e < 0$. Сондықтан жазғы уақытта табиғи тартым жер асты қазбаларын желдету жағдайына теріс әсерін тигізеді. Бұдан басқа, табиғи тартым күштері әрекеттерінің бағыты мен шамасы температураның маусымдық тербелістерімен ғана байланысты емес, сонымен бірге тәулік бойына орын алуы мүмкін. Бұл жағдайда желдетілетін объектідегі берілетін ауаның тұрақсыздығымен байланысты табиғи тартымның маңызды кемшіліктері байқалады.

3.1.2 Табиғи тартым депрессиясын анықтау

3.1-суретте берілген шахта желдету желісінің қарапайым сұлбасын қарастырайық. Табиғи тартым шамасы және оның бағыты, сұлбада қарастырылғандай, (3.1) өрнекпен анықталатын болады.

Себебі ауа бағанының салмағы оның қозғалысының жылдамдығына тәуелді емес, онда массалық күштердің мәндері қарастырылатын сұлба үшін $X = 0$, $Y = 0$ және $Z = -g$ -ға тең болады. Аэростатиканың (2.26) негізгі теңдеулеріне аталған мәндерді қоя отырып, ауа бағанының биіктігі бойынша қысым өзгерісінің келесі заңын аламыз

$$dP = -\rho g dz. \quad (3.2)$$



3.1-сурет. Табиғи тартым депрессиясын анықтауға есептік сұлба

Екі негізгі жағдайды қарастырамыз, нақты есептеулерде кеңінен қолданылады.

1. $\rho = const$ болжай отырып, изохормиялық процеске сәйкес келеді, (3.2) теңдеуін интегралдай отырып, ал Z 0-ден $-H$ -ға қысымға дейін өзгереді, P_o – ден берілген тереңдіктегі P –ға дейін бет деңгейінде қысым, мынаны аламыз

$$\int_{P_o}^P dP = -g \int_0^{-H} \rho dz ,$$

осы жерде табамыз

$$P = P + g\rho H. \quad (3.3)$$

B және D нүктелердегі қысымның алынған тәуелділіктер негізінде анықтай отырып және (3.1) қоя отырып, соның қорытындысында табиғи депрессиясын есептеу үшін есептік формуланы аламыз

$$h_e = g(\rho_1 - \rho_2)H , \quad (3.4)$$

мұнда ρ_1 және ρ_2 – келетін және шығатын ағыстардағы ауаның орташа тығыздығы.

(3.4) тәуелділікті пайдалану кезінде практикалық есептеулер үшін ауаның әрбір бағаны үшін мына өрнек бойынша ауа тығыздығының орташа шамасын алдын ала табу қажет

$$\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2 + \rho_3 + \dots + \rho_n}{n} , \quad (3.5)$$

мұнда $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \dots, \rho_n$ – өлшеудің тиісті нүктелердегі ауа тығыздығы;
 n – өлшеу нүктесінің саны.

2. Изотермиялық жағдай үшін есептердің шешімін қарастырамыз, қысым және температураға байланысты тығыздық өзгерісі келесі (2.30) өрнекпен анықталады

$$\rho = \frac{P}{R_e T} . \quad (3.6)$$

Өртүрлі тереңдікте абсолютті температура T_{cp-za} -ға тең уақыт бойынша тұрақты болып қалады және (3.6) назарға ала отырып ертерек берілген шекаралық жағдайда (3.2) теңдеуін интегралдаймыз

$$\int_{P_o}^P \frac{dP}{P} = - \int_0^H \frac{g}{R_e T_{cp}} dz ,$$

осы жерде H тереңдіктегі қысымды есептеу үшін тәуелділікті табамыз

$$P = P_o \cdot \exp\left(\frac{gH}{R_e T_{cp}}\right) . \quad (3.7)$$

B және D нүктесіндегі (3.7) қысым тәуелділігі негізінде есептей отырып, (3.1) табылған мәндерді қоя отырып, табиғи тартымды есептеу үшін есептік формуласын аламыз

$$h_e = P_o \left[\exp\left(\frac{gH}{R_e T_{cp,1}}\right) - \exp\left(\frac{gH}{R_e T_{cp,2}}\right) \right] . \quad (3.8)$$

Күрделі желдету желісінде табиғи тартымдағы депрессияны анықтау кезінде түрдегі тәуелділікті пайдалану ұсынылады

$$h_e = \sum_{i=1}^n \Delta P_i , \quad (3.9)$$

мұнда ΔP_i – i -лі тік немесе көлбеу қазбасында қысым өсімшесі.

Қысым өсімшесін есептеу таңдап алынған бағыт бойынша ауаның әрбір бағаны үшін жүргізіледі. Мысалы, AB бағаны үшін (3.1-сурет) мына түрде болады

$$\Delta P_{AB} = P_B - P_o = P_o \exp\left(\frac{gH}{R_e T_{cp}} - 1\right) .$$

Ауаның орташа температурасының шамасы, ол табиғи тартымды есептеу үшін талап етіледі, ауаның тиісті бағандарының жоғарғы және төменгі бөліктеріндегі екі өлшеу бойынша әдетте орташа арифметикалық ретінде анықталады. Ауа беретін бағанның жоғары бөлігіндегі ауа температурасы үстіңгі беттегі ауа температурасына тең немесе калорифер жұмысымен жасалатын температураға тең деп қабылданады (соңғы жағдайда $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ -тан төмен емес).

Желдету бағанының жоғарғы бөлігіндегі ауа температурасы ауа көтерілген кезде оның температурасы орташа алғанда $0,4 - 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ әрбір 100 м сайын кеңейту есебінен азаяды.

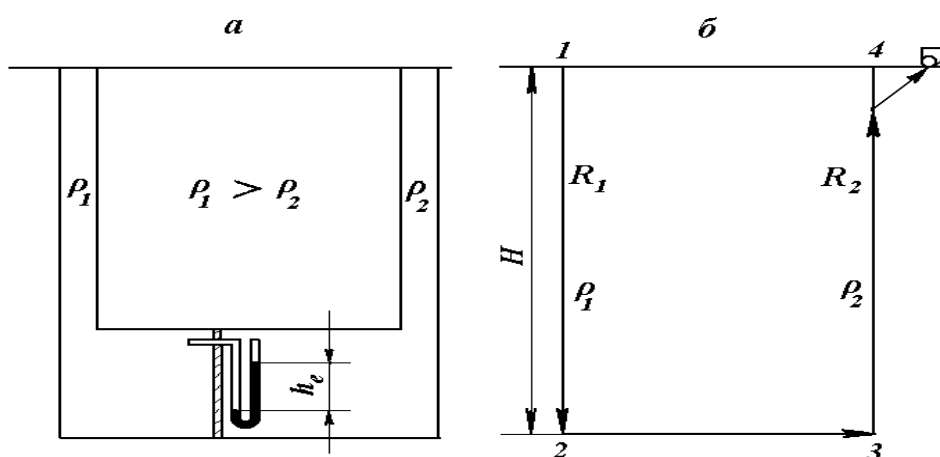
3.1.3 Табиғи тартым депрессиясын өлшеу

Практикада табиғи тартымды өлшеудің бірнеше тәсілдері пайдаланылады.

1. *Жалғастырғыш арқылы өлшеу.* Өлшеудің бұл тәсілі тоқтатылған желдеткіш кезінде жүзеге асырылады. Желдету ағыны жалғастырғышпен жабылады (3.2, а-сурет), сол арқылы микроанометрмен қысым айырымы өлшенеді.

Себебі жалғастырғышты орнату орнына маңызды мағынасы болмайды, онда қолданыстағы кәсіпорындар жағдайында h_e өлшеу үшін желдеткіш шиберін пайдалануға болады, соның көмегімен желдету арнасын жабуға болады. Шибер арқылы қысым айырымы табиғи тартымның шамасын береді.

h_e анықтау кезінде міндетті түрдегі жағдай бүйірлік тау жыныстарынан ауа ағыстарын қыздыру немесе салқындатуды болдырмау үшін жылдам өлшеуді талап ету болып табылады.



3.2-сурет. Табиғи тартым депрессиясын өлшеуге арналған сұлба

2. *Барометрді өлшеу.* Жоғары белгілері бар нүктелерде барометр көрсеткіші алынады. 2 және 3 нүктеде барометрмен өлшенетін қысым (3.2, б-сурет) келесі шамалардан жіктелетін болады:

$$P_2 = P_o + \rho_1 Hg - R_1 Q_1^2 ;$$

$$P_3 = P_o + \rho_2 Hg - R_2 Q_2^2 ,$$

мұнда R_1 және R_2 – 1-2 мен 3-4 оқпан кедергісі;

Q_1 және Q_2 – ауа оқпаны бойынша өтетін мөлшері.

Орындалған өлшемдерден кейін барометр көрсеткіштерінің айырымын табамыз

$$h_{\bar{o}} = P_2 - P_3 = g(\rho_1 - \rho_2)H - (R_1 Q_1^2 + R_2 Q_2^2)$$

немесе

$$h_{\bar{o}} = h_e - h_c ,$$

мұнда h_c – оқпандардың қосынды депрессиясы.

Осылайша, табиғи тартым депрессиясын өлшеу кезіндегі қателік бағандар депрессиясының ұлғаюымен ұлғаятын болады. Желдеткіш жұмысы орындалатын өлшеулерге қателіктер енгізеді, бұл қателік өлшенетін учаскедегі ауа шығынына қарағанда үлкен болады. Осы жерде барометр көрсеткішінің айырмашылығы, егер желдеткіш тоқтаған жағдайда ғана табиғи тартым теңеледі.

3. *Жартылай эмпиристикалық әдіс.* Бұл табиғи тартымды табу тәсілі ауа шығынын анықтау бойынша өлшеулерді жүргізумен және жұмыс істеп тұрған және тоқтатылған желдеткіш кезінде сәйкес шахта депрессиясына байланысты болады, содан кейін мына түрдегі теңдеулер жүйесі құрылады

$$\begin{cases} h_{\bar{o}} \pm h_e = RQ_e^2 ; \\ h_e = RQ_e^2 , \end{cases} \quad (3.10)$$

мұнда Q_e – шахтаға табиғи тартым әсерінен түсетін ауа мөлшері;

Q_e – желдеткіш өнімділігі;

h_e – желдеткіш депрессиясы;

R – тұтас алғанда шахта кедергісі.

h_e –ның Q -ға байланысты емес екенін анықтай отырып, (3.10) жүйеден табиғи тартымның ізделетін шамасын табамыз.

Табиғи тартымды, егер желдеткіш жұмысының екі әртүрлі режимі белгілі болған жағдайда ғана табуға болады. Бұл жағдайда теңдеудің келесі жүйесі құралады:

$$\begin{cases} h_1 \pm h_e = RQ_1^2 ; \\ h_2 \pm h_e = RQ_2^2 , \end{cases} \quad (3.11)$$

мұнда h_1 және h_2 ; Q_1 және Q_2 – желдеткіш жұмысының депрессиясын және оның жұмыс режимдерінің әрқайсысы үшін ауа шығынын өлшеуге жатады. (3.11) тендеу жүйесін шеше отырып, табиғи тартым депрессиясын табамыз.

3.1.4 Табиғи тартым шамасына әсер ететін факторлар

Табиғи тартым анықтамасы бойынша есептік формулаларды жалпы талдау, жалпы жағдайда h_e шамасы t температураға, тау-кен H тереңдігіне және P барометрлік қысымға байланысты болады. Аталған параметрлердің әрқайсысының ролін бағалай отырып, температуралық фактор негізгі факторлардың бірі болып табылады, себебі ол ауа тығыздығын анықтайды. Өйткені табиғи тартымға ауа беретін оқпандағы ауа температурасы барынша әсер етеді, ол тек маусымдық тербелістер нәтижесінде ғана емес, сондай-ақ тәулік ішінде маңызды өзгеруі мүмкін. Көптеген бақылаулар көрсеткендей шығатын ағыстағы ауа температурасы соншалықты өзгермейді, тұрақтының шамасын нақты есептеулерде қабылдауы мүмкін.

Жазық аудандарда барометрлік қысым h_e -ға елеулі әсер етпесе, себебі нақты аудандар үшін оның тербелісі орташа алғанда $\pm 3\%$ қалыпты қысымды құрайды. Алайда таулы жерде биіктік айырмасына байланысты барометрлік қысымның табиғи тартым шамасының өзгерісіне әсері неғұрлым елеулі болуы мүмкін.

Табиғи тартым депрессиясының тау-кен жұмыстарының тереңдігіне байланысты экспоненциалды. Жер асты қазбасы тым терең орналасса, h_e шамасы тым үлкен. Табиғи тартым депрессиясы нақты өлшеулердің деректері бойынша орташа тереңдігі (400 – 500 м) шахталарда 250 – 300 Па-ға жетеді, терең шахталарда (700 – 800 м) оның шамасы 500 – 600 Па құрайды, ал өте терең шахталарда (1000 метр және одан артық) – 1000 Па-дан артықты құрайды.

Жоғарыда аталған факторлардан басқа h_e шамасына кейбір дәрежеде шахта ауасының құрамы да әсер етеді. Көбінесе, ауа тығыздығы ондағы жеңіл газдар (метан, сутегі және т.б.) және ауыр газдар (көмірқышқыл газы, жарылғыш заттар газы және т.б.) құрамына байланысты. Жеңіл газдардың болуы ауа тығыздығын азайтады, ауыр газдардың болуы – ұлғайтады. Алайда шахта жұмысында қалыпты жағдай әсері кеніш атмосферасындағы осы газдардың қалыпты құрамына да осы өзгерістердің сандық онша емес. Апат жағдайында жекелеген газдардың газсыздануы немесе тұтас бағыттау жер асты қазбасында ауаның біркелкі таралу сипатына елеулі әсер етуі мүмкін, кейде оны толық тоқтатуға немесе желдету ағыстары қозғалысы бағытын бұрып жіберуге әкеледі.

3.1.5 Өндірістік жайлардағы табиғи желдету

Өндірістік жайлар ішінде табиғи ауа алмасуын дұрыс ұйымдастыру кезінде пайдаланылатын қозғаушы күш аэрация h_a депрессиясы болып

табылады. Сыртқы және ішкі ауа бағандары салмағының айырымы ретінде анықталады. Егер ғимараттағы ауа температурасы сыртқы температураға қарағанда неғұрлым жоғары болса, онда қандай да бір ойықтар кезінде табиғи ауа алмасу пайда болады. Ауа төменгі тесік арқылы ғимаратқа кіреді, ал жоғарғы саңылау арқылы сыртқа шығады. Бұл жағдайда аэрация депрессиясы мына теңдеуден анықталатын болады

$$h_a = H(\rho_n - \rho_{вн})g, \quad (3.12)$$

мұнда h_a – аэрация жағдайында табиғи тартым депрессиясы, Па;

H – төменгі және жоғарғы ойықтардың геометриялық осьтері арасындағы вертикаль бойынша ара қашықтық, м;

ρ_n – сыртқы ауа тығыздығы, кг/м³;

$\rho_{вн}$ – өндірістік жайдың ішіндегі ауа тығыздығы, кг/м³;

g – ауырлық күшінің үдеуі, м/с².

Ғимараттың желге қарсы бетінде желдің әсері кезінде артық қысым пайда болады, ал ғимараттың ық жағында – сейілу пайда болады.

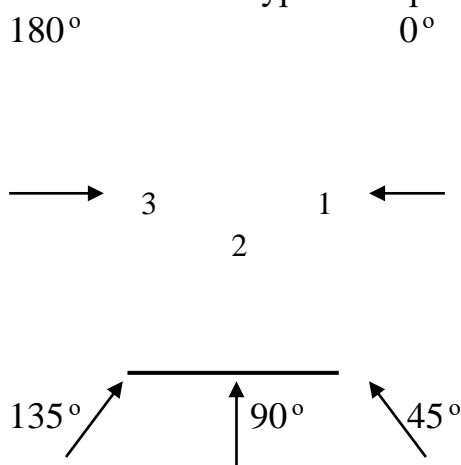
Желмен пайда болған Па қысым шамасы динамикалық қысым формуласы бойынша есептеледі

$$h = k \frac{v^2}{2} \rho, \quad (3.13)$$

мұнда k – жел аэродинамикалық коэффициенті.

Желге қарсы тұрған қасбет үшін ғимарат қабырғасына желдің қалыпты бағыты кезінде орташа алғанда $k_1 = 0,6$, ал ық жағында $k_2 = -0,3$.

Жалпы жағдайда k коэффициентінің мәні жел бағытына байланысты өзгереді (ғимаратқа қатынасы бойынша) және жел жүктемесінің әсері үшін ғимарат ашық немесе басқа ғимараттармен жабық па, соған байланысты, яғни аэродинамикалық көлеңкеде болуына байланысты. k коэффициентінің өзгеруі динамикасы 3.3-суретте көрсетілген сұлба үшін 3.1-кестеде келтірілген.



Ғимарат басқа ғимараттармен қоршалған жағдайда және олардың арасындағы айырықтар алдында тұрған ғимарат 1...3 биіктігінен аспауы тиіс.

Солардың арасындағы биіктік алдында тұрған ғимарат биіктігінен аспауы тиіс, онда барлық коэффици-

енттер теріс. Алдында тұрған ғимараттың әсері олардың арасындағы айырым 10 биіктікті құрағанда байқалады.

3.3-сурет. Ғимараттағы жел жүктемесі арасындағы әрекет ету сұлбасы

Егер ауа өтетін саңылау алдындағы жел қысымы h_1 шамасын кұрса, онда ауа өтетін саңылау ішінде h_2 шамаға тең болады, онда артық қысымның шамасы осы қысымдардың айырымы ретінде анықталуы тиіс.

$$\Delta h = h_1 - h_2. \tag{3.14}$$

3.1-кесте. Ғимаратқа желдің бағытын өзгерту кезінде k аэродинамикалық коэффициентінің мәні

Ғимарат жағы	Жел бағыты				
	0°	45°	90°	135°	180°
1	0,96	0,35	-0,74	-0,47	-0,23
2	-0,51	0,29	0,97	0,41	-0,81
3	-0,30	-0,46	-0,72	0,42	0,95

Жылу мен жел бірлесе әрекет еткен жағдайда артық қысымның жалпы шамасы тең болады

$$\Delta p = H (\rho_n - \rho_{вн})g + \Delta h. \tag{3.15}$$

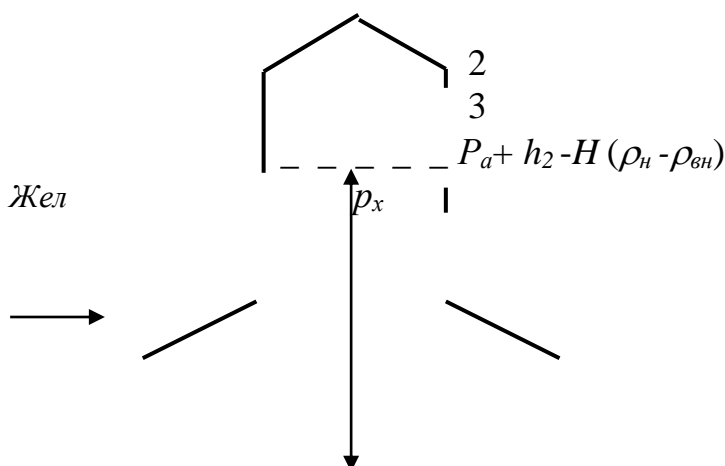
Ауа шығыны Q м³/с, қысым айырымының әрекетінен S м² аудан ойығы арқылы өтетін Δp формуласы бойынша анықталады

$$Q = \mu \cdot S \sqrt{\frac{2[H(\rho_n - \rho_{вн})g + (h_1 - h_2)]}{\rho_n}}, \tag{3.16}$$

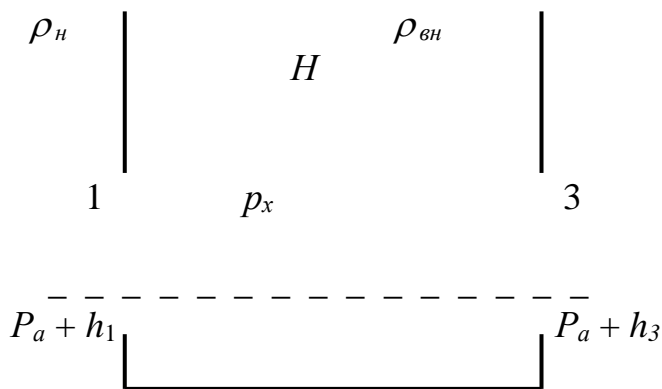
мұнда μ – шығын коэффициенті. Практикалық есептеулерді орындау кезінде шығын коэффициентінің мәні $\mu = 0,6$ -ға тең деп қабылданады.

Аэрацияны есептеудің негізгі ережесі бір аралық цех үлгісінде көрсетеміз (3.4-сурет). Гравитациялық күштер мен желдің бір уақыттағы әрекеті кезінде

биіктігі бойынша статикалық қысым орнатылады, оны p_x арқылы белгілейтін боламыз.



Сыртқы t_n ауа температурасы мен жел v_e жылдамдығы берілді. Жоғарғы аймақта тесіктен шығатын ауа



3.4 – сурет. Жел және гравитациялық күштердің әсерінен бір аралықты цехта аэрацияны есептеуге арналған сұлба

температурасы

$t_{внх}$ ғимарат биіктігі бойынша температуралық градиенті есебінен анықталады.

Жұмыс аймағындағы температура

$t_{p.3}$ гигиеналық нормаға сәйкес анықталады. Ғимараттың ішіндегі ауа тығыздығы мына шарт үшін анықталады

$$t_{вн} = (t_{внх} + t_{p.3}) / 2.$$

Жел k аэродинамикалық коэффициенттерінің мәні, жел бағытына байланысты анықтамалық деректер бойынша табады, содан кейін барлық ойықтар бойы желмен пайда болатын қысым шамасы есептеледі.

Ауа 1-төменгі ойық арқылы берілген сұлба үшін ғимаратқа енеді, 2-жоғары ойық арқылы сыртқа шығады. Басқа ойықтар үшін ауа ағыны қозғалысының бағыты шартты деп қабылданады. 3 ойық арқылы ауа ғимаратқа енеді деп жорамалдай отырып, ауа балансының теңдеуін құрастырамыз, бұл үшін теңдіктің оң жақ бөлігін пайдаланамыз (3.16), сосын мынаны аламыз

$$\mu_1 S_1 \sqrt{\frac{2(P_a + h_1 - p_x)}{\rho_n}} + \mu_3 S_3 \sqrt{\frac{2(P_a + h_3 - p_x)}{\rho_n}} = \mu_2 S_2 \sqrt{\frac{2\{p_x - [P_a - H(\rho_n - \rho_{вн}) + h_2]\}}{\rho_{вн}}},$$

мұнда S_1, S_2, S_3 – тиісті ойықтар саңылаулардың ауданы, м².

Себебі P_a атмосфералық қысымды таңдауға ерекше талаптар қойылмайды, себебі есептеулерді ықшамдау мақсатында $P_a = 0$ деп қабылданады. Бұл жағдайда базалық теңдеу мына түрге түрленеді:

$$\mu_1 S_1 \sqrt{\frac{2(h_1 - p_x)}{\rho_n}} + \mu_3 S_3 \sqrt{\frac{2(h_3 - p_x)}{\rho_n}} = \mu_2 S_2 \sqrt{\frac{2[p_x + H(\rho_n - \rho_{вн}) - h_2]}{\rho_{вн}}}. \quad (3.17)$$

(3.17) түрдегі ауа балансының теңдеуін шешу, әзірше оның оң жақ және сол жақ бөлігінің теңдігі алынбайынша p_x әртүрлі мәндерді бірізділікті қою арқылы жүзеге асырылады. Бұл ретте келесі ережені басшылыққа алу ұсынылады. Сандық p_x шамасы $p_{прит. мин} > p_x > p_{выт. макс}$ шартын қанағаттандыруы тиіс, яғни қандай да бір ағынды саңылаулар алдында қосынды сыртқы қысымның шағын мәнінен аз болуы тиіс және қандай да бір сорып алатын саңылаулардың үлкен сыртқы қысымнан жоғары болуы тиіс. Егер ауа балансының теңдеуіне p_x әртүрлі мәндерді қойғаннан кейін оның

теңдікке айналдыру мүмкін болмаса, онда бұл ауа ағындары қозғалысының бағыты берілген ойықтар үшін дұрыс емес таңдап алынуы мүмкін. Бұл жағдайда ауа ағындарын қайта бағыттау керек және талап етілген нәтижені алу үшін есептеу процесін қайталау керек.

(3.16) формуласы бойынша p_x есептегеннен кейін жеке саңылаулар бойынша ауаның бөлуі анықталады. Ауа 1-ойық (жел жақ) және 3-ойық (ық қарсы) арқылы екі жақтан келгенде және 2 жоғарғы ойық арқылы шығатын кезде аэрация барынша жетілдірілген болып табылады. Бұл сұлба аэрацияның көптеген есептеулері үшін негізгі болып табылады.

Егер берілген ауа алмасу үшін Q м³/с ойық ауданын анықтау қажет болса, онда келесі түрде болады. Теңсіздік $p_{прит. мин} > p_x > p_{выт. макс}$ шегінде кез келген p_x шаманы бере отырып, (3.16) өрнекті пайдалануға болады, кез келген саңылау ауданын анықтауға болады.

8-мысал. Бір аралықты цех ғимаратында екі аэрациялық ойық (фрамуга) болады. Төменгі фрамуганың осі $H_1 = 2,8$ м биіктікте болады, жоғары фрамуганың осі еден деңгейінен $H_2 = 12,5$ м биіктікте болады. Сыртқы ауа температурасы $t_n = 12^\circ \text{C}$, жайдан шығатын ауа температурасы $t_{yx} = 30^\circ \text{C}$. Барометрлік қысым 740 мм. рт. ст. Аэрация көмегімен $G = 500000$ ккал /ч шама жылуының артығын жою қажет, осы үшін ашылатын фрамулаганың талап етілген ауданын анықтау қажет, егер олардың ауданының қатынасы $S_1 / S_2 = 1,5$ болса, жергілікті фрамуга кедергісінің коэффициенті $\xi_1 = \xi_2 = 0,65$, жұмыс аймағындағы ауа температурасы $t_{p.з} = 22^\circ \text{C}$.

Шешімі. Ауа тығыздығын анықтаймыз:

$$a) \text{ сыртқы } \rho_n = 0,463 \cdot [740 / (273 + 12)] = 1,202 \text{ кг/м}^3;$$

$$б) \text{ жайдан шығатын ауа } \rho_{yx} = 0,463 \cdot [740 / (273 + 30)] = 1,131 \text{ кг/м}^3;$$

в) цех биіктігі бойынша орташа температура мынаған тең шаманы құрайды

$$t_{вн} = (t_{p.з} + t_{yx}) / 2 = (22^\circ + 30^\circ) / 2 = 26^\circ \text{C},$$

сондықтан,

$$\rho_{вн} = 0,463 \cdot [740 / (273 + 26)] = 1,146 \text{ кг/м}^3.$$

Қажетті табиғи ауа алмасуды келесі формула бойынша табамыз:

$$Q = \frac{G}{0,24 \cdot (t_{yx} - t_n) \cdot \rho_n \cdot 3600} = \frac{500000}{3600 \cdot 0,24 \cdot (30 - 12) \cdot 1,202} = 26,75 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Аэрация депрессиясын анықтаймыз, фрамуга осьтері арасындағы ара қашықтық тең

$$H = H_2 - H_1 = 12,5 - 2,8 = 9,7 \text{ м};$$

$$h_a = H (\rho_n - \rho_{вн}) g = 9,7 \cdot (1,202 - 1,146) \cdot 9,81 = 5,33 \text{ Па}.$$

Аэрация h_a депрессиясының жел жүктемесінің болмауын есепке ала отырып, төменгі және жоғарғы фрамуғаның жергілікті кедергісін жеңуге шығындалады. Осыны ескере отырып, мына түрдегі энергетикалық баланс теңдеуін құраймыз

$$h_a = \xi_1 \frac{v_1^2}{2} \rho_n + \xi_2 \frac{v_2^2}{2} \rho_{yx}.$$

Ағын жылдамдығы S , а $\xi_1 = \xi_2$ и $S_1 = 1,5 \cdot S_2$ фрамуғасының Q қимасындағы ауа шығынын бөлу бөліндісі, энергетикалық баланс теңдеуін мына түрге түрлендіреміз:

$$h_a = \xi \frac{\rho_n}{2 \cdot (1,5 \cdot S_2)^2} Q^2 + \xi \frac{\rho_{yx}}{2 \cdot S_2^2} Q^2.$$

Бұл теңдеуді S_2 салыстырмалы деп шеше отырып, жоғары фрамуға ауданын табамыз

$$S_2 = Q \sqrt{\frac{\xi \left(\frac{\rho_n}{2,25} + \rho_{yx} \right)}{2h_a}} = 26,75 \sqrt{\frac{0,65 \left(\frac{1,202}{2,25} + 1,131 \right)}{2 \cdot 5,33}} = 8,52 \text{ м}^2.$$

Төменгі фрамуға ауданы $S_1 = 1,5 \cdot 8,52 = 12,78 \text{ м}^2$ тең болады.

9-мысал. Артық $G = 150000$ ккал/ч. жылу бөліндісі бар бір аралықты цех жайында табиғи ауа алмасуды анықтау талап етіледі (3.4-сурет). Цех екі төменгі S_1 және S_3 және бір жоғары S_2 ашылатын саңылау бар. Жоғары және төменгі аэрациялар арасындағы ара қашықтық $H = 10$ м тең деп қабылданады.

Есептеуге бастапқы деректер мыналар:

- сыртқы ауа температурасы $t_n = -5^\circ \text{C}$;
- жұмыс аймағындағы ауа температурасы $t_{p,3} = 20^\circ \text{C}$;
- шығатын ауа температурасы $t_{yx} = 28^\circ \text{C}$;
- жел жылдамдығы $v_e = 5,4$ м/с;
- жел аэродинамикалық коэффициенттері $k_1 = 0,45$; $k_2 = -0,6$; $k_3 = -0,4$;
- атмосфералық қысым 735 мм рт. ст.

Шешімі. Цехтың биіктігі бойынша ауаның орташа температурасын анықтаймыз

$$t_{\text{ср}} = (20 + 28) / 2 = 24^\circ \text{C}.$$

Берілген шарт үшін ауа тығыздығын табамыз:

- а) сыртқы ауа $\rho_n = 0,463 \cdot 735 / 268 = 1,27 \text{ кг/м}^3$;
- б) жайдың ішіндегі ауа $\rho_{\text{ср}} = 0,463 \cdot 735 / 297 = 1,146 \text{ кг/м}^3$;
- в) шығатын ауа $\rho_{yx} = 0,463 \cdot 735 / 301 = 1,131 \text{ кг/м}^3$.

Желдің динамикалық қысымын анықтаймыз

$$h_e = \frac{v_e^2}{2} \rho_n = \frac{5,4^2}{2} \cdot 1,27 = 18,52 \text{ Па}.$$

Жекелеген саңылауларда жел қысымын табамыз.

$$\begin{aligned}h_1 &= k_1 h_6 = 0,45 \cdot 18,52 = 8,334 \text{ Па}; \\h_2 &= k_2 h_6 = -0,6 \cdot 18,52 = -11,112 \text{ Па}; \\h_3 &= k_3 h_6 = -0,4 \cdot 18,52 = -7,408 \text{ Па}.\end{aligned}$$

Берілген шарттар үшін аэрация депрессиясын есептейміз

$$h_a = H(\rho_n - \rho_{вн}) = 10 \cdot (1,27 - 1,146) \cdot 9,81 = 12,16 \text{ Па}.$$

Цехқа келіп түсетін ауаның қажетті мөлшері мына формула бойынша анықталады

$$Q = \frac{150000}{0,24 \cdot 3600 \cdot [28^\circ - (-5^\circ)] \cdot 1,27} = 4,14 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Желдету сұлбасын таңдай отырып, ауа сол кезде цехқа әртүрлі мөлшерде 1 мен 3 саңылау арқылы енетін болады, ал 2 саңылау арқылы сыртқа шығып кетеді. Шығын коэффициенттері $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = 0,6$ тең деп қабылданады.

Ғимараттың ішінде гравитациялық және жел жүктемесі болған кезде p_x кейбір қысым орнатылады, соны анықтау үшін ауа балансының базалық теңдеуін құраймыз. (3.17) тиісті деректерді қоя отырып, мынаны аламыз

$$\begin{aligned}0,6 \cdot S_1 \sqrt{\frac{2 \cdot (8,334 - p_x)}{1,27}} + 0,6 \cdot S_3 \sqrt{\frac{2 \cdot (-7,408 - p_x)}{1,27}} &= \\= 0,6 \cdot S_2 \sqrt{\frac{2 \cdot (p_x + 12,16 + 11,112)}{1,146}}.\end{aligned}$$

Себебі аталған теңдеу төрт белгісіз S_1 , S_2 , S_3 және p_x параметрді қамтиды, онда практика шартынан немесе басқа көріністерден шыға отырып, оны шешу үшін p_x салыстырмалы қиманың сандық мәндерімен берілуі қажет.

Шығу қимасының $S_2 = 1,4 \text{ м}^2$ ауданын ескере отырып, жоғары саңылау арқылы барлық ауа енеді, ауа балансы теңдеуінен мынаны табамыз

$$0,6 \cdot 1,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_x + 12,16 + 11,112)}{1,146}} = 4,14.$$

Осы жерде, $p_x = -9,353 \text{ Па}$.

Ауа балансы $Q_1 = Q_3 = 2,07 \text{ м}^3/\text{с}$ теңдеуінен S_1 және S_3 ізделетін қиманы табамыз

$$S_1 = \frac{2,07}{0,6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot [8,334 - (-9,353)]}{1,27}}} = 0,65 \text{ м}^2;$$

$$S_3 = \frac{2,07}{0,6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (-7,408 + 9,353)}{1,27}}} = 1,97 \text{ м}^2.$$

Аэрациялық саңылау қимасының табылған мәндері цехты желдетудің талап етілген режимін қамтамасыз етеді.

10-мысал. Алдыңғы есептің шарты үшін саңылау ауданын анықтау қажет, ол цехқа $10 \text{ м}^3/\text{с}$ -қа дейінгі ауа берілісін қамтамасыз етеді. Бұл ретте ауаның 60 %-ы 1-саңылау арқылы енуі тиіс, ал қалған 40 % – 3-саңылау арқылы енуі тиіс.

Шешімі: $p_x = -9,353$ деп қабылдаймыз. Онда

$$S_1 = \frac{0,6 \cdot 10}{0,6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (8,334 + 9,353)}{1,27}}} = 1,9 \text{ м}^2;$$

$$S_2 = \frac{10}{0,6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (-9,353 + 12,16 + 11,112)}{1,146}}} = 3,38 \text{ м}^2;$$

$$S_3 = \frac{0,4 \cdot 10}{0,6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (-7,408 + 9,353)}{1,27}}} = 3,81 \text{ м}^2.$$

Ескерту. 2 және 3-есеп шартынан байқағандай цех ішіндегі қысым шамасын есептеуге қабылдай отырып, мына шартқа сәйкес келуі тиіс:

$$-7,408 > p_x > -11,112.$$

Бұл табиғи ауа алмасуды басқару процесінде берілген ара қашықтықта p_x кез келген мәнді қабылдауға мүмкіндік береді және сыртқы атмосфералық ауасы бар цех ішіндегі ауа ортасының талап етілген алмасуын қамтамасыз ететін аэрациялық саңылаулар тесіктерінің басқа комбинациясын сәйкес алуға мүмкіндік береді.

11-мысал. Тереңдігі 500 м бағандар арасында екі қосылған табиғи тартым депрессиясын анықтау керек, егер бағандар биіктігі бойынша ағысқа келіп түсетін орташа температура $t_n = 23^\circ \text{C}$, ал шахтадан шығатын ағыста $t_{ucx} = 17^\circ \text{C}$. Атмосфералық қысым жер бетіндегі деңгейде 750 мм рт. Ст-ға тең.

Шешімі. Атмосфераның изохорлық және изотермиялық жағдайының шарты үшін табиғи тартым депрессиясын есептеуді орындаймыз.

1. Изохорлық процесс кезінде табиғи тартым депрессиясын есептеу.

Берілген шарттар үшін ауа тығыздығының биіктігі бойынша орташа сандық мәндерді табамыз:

$$\rho_n = 0,463 \frac{750}{273 + 23} = 1,173 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{ucx} = 0,463 \frac{750}{273 + 17} = 1,197 \text{ кг/м}^3.$$

(3.4) формуласы бойынша табиғи тартым депрессиясын есептейміз

$$h_e = 500 \cdot (1,173 - 1,197) \cdot 9,81 = -117,7 \text{ Па.}$$

2. Изотермиялық процесс кезінде табиғи тартым депрессиясын есептеу.
(3.8) формуласы бойынша табиғи тартым депрессиясын табамыз.

$$h_e = 750 \cdot 13,6 \cdot 9,81 \left[\exp\left(\frac{9,81 \cdot 500}{287 \cdot (273 + 23)}\right) - \exp\left(\frac{9,81 \cdot 500}{287 \cdot (273 + 17)}\right) \right] = -126,7 \text{ Па.}$$

Алынған деректерді бағалай отырып, табиғи тартым депрессиясын есептеу нәтижелерін сол және басқа жағдайда әртүрлі әдістермен салыстыру әбден қанағаттанарлық деген қорытындыға келеміз. Сандық h_e шамасы алдындағы «минус» белгісі табиғи тартым әрекетінің бағыты ауа ағындары қозғалысының бағытына қарама-қарсы болса, онда жер асты тау кен қазбаларын ұйымдастыруға теріс әсерін тигізеді.

12-мысал. Алдыңғы есеп шарты үшін қысқы мерзімдегі табиғи тартым депрессиясының шамасы мен бағытын анықтау керек, егер ауа беретін баған биіктігі бойынша температураның орташа мәні $t_n = 7,2^\circ \text{C}$ тең шаманы құрайды. Шығатын ағыста – $t_{ucx} = 15,3^\circ \text{C}$.

Шешімі. Ауа тығыздығының орташа мәнін табамыз:

$$\rho_n = 0,463 \cdot 750 / (273 + 7,2) = 1,239 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{ucx} = 0,463 \cdot 750 / (273 + 15,3) = 1,204 \text{ кг/м}^3.$$

Изохорлық процесс кезіндегі табиғи тартым депрессиясын анықтаймыз.

$$h_e = 500 \cdot (1,239 - 1,204) \cdot 9,81 = 171,7 \text{ Па.}$$

Изотермиялық процесс кезінде табиғи тартым депрессиясын есептейміз.

$$h_e = 750 \cdot 13,6 \cdot 9,81 \left[\exp\left(\frac{9,81 \cdot 500}{287 \cdot 280,2}\right) - \exp\left(\frac{9,81 \cdot 500}{287 \cdot 288,3}\right) \right] = 182,6 \text{ Па.}$$

Табиғи тартым депрессиясының оң мәндері оның әрекетінің бағыты негізгі желдетудегі желдеткіш жұмысының бағытымен сәйкес келеді. Сондықтан, қысқы жағдайда жер асты қазбасы жүйесінде түсетін ауаның жалпы мөлшері ұлғаятын болады.

Ескерту. Изохорлық және изотермиялық амалдарды пайдалану кезінде h_e есептік шамаларды алудағы кейбір айырмашылықтар табиғи тартым депрессиясын есептеу үшін изохорлық процесс кезінде байланысты, ауа тығыздығының баған биіктігі бойынша орташа алғанда неғұрлым тура анықтамасы талап етіледі. Сондықтан аталған әдіс қолданыстағы шахталар жағдайында пайдалану ұсынылады, ауа бағанының H биіктігі (тереңдігі) учаскелерге бірдей бөлінеді. Олардың әрқайсысының шегінде температура және қысым өлшенеді, содан кейін өлшеу деректері бойынша орташа арифметикалық ρ_{cp} анықталады.

Табиғи тартым депрессиясына изотермиялық тәсіл, оның желдету жүйесіне оның әсерін бағалау мақсатында шахталар мен кеніштерді жобалау сатысында пайдалану ұсынылады.

3.2 Желдеткіштер

Желдеткіш ауа немесе басқа газдардың орын ауыстыруы үшін қызмет ететін аэродинамикалық машинаны білдіреді. Желдету желісінде орнату орнына байланысты желдеткіш сейілтеді, бұл жағдайда желдеткіш арналары арқылы ауа желдеткіш маңындағы сейілген кеңістікке келіп түседі немесе өз алдына арын пайда болады, соның нәтижесінде ауа желдету желісі бойынша соқтығысады және атмосфераға шығарылады. Бірінші жағдайда желдеткіш сорумен жұмыс істейді, ал екінші жағдайда – айдаумен жұмыс істейді. Желдеткіш сорумен және айдаумен бір уақытта жұмыс істеген кезде нұсқалар болуы мүмкін.

Маңызды қолданыстағы желдеткіштер екі класқа бөлінеді: *орталықтан тепкіш (радиальды) және осьтік*. Қазіргі кезде тау-кен өнеркәсібінің бірқатар салаларында радиальды желдеткіштер – тура ағынды, құйынды, дискілі, диаметрлі түрлі түрлендірілген желдеткіштер қолданылады.

Ауа орталықтан тепкіш желдеткіштерде жұмыс доңғалағының қабырғалары арасымен қозғалады және диффузорға, сосын атмосфераға лақтырады. Осьтік желдеткіштерде ауа ағыны желдеткіш арқылы жұмыс доңғалағының айналу осіне параллель өз бағытын өзгертпей-ақ өтеді.

Өнеркәсіптік желдетуде, маңызды қысым шығындары талап етіледі, әдетте орталықтан тепкіш желдеткіштер пайдаланылады. Осьтік желдеткіштерді шағыс қысым және ауаның үлкен шығыны кезінде мақсатқа сай пайдалану керек. Олар конструкциялық орындалуына байланысты орталықтан тепкіш желдеткіштерге қарағанда оларды жұмыс доңғалағының қабырғасын орнату бұрышының өзгеру шегінде реттеуге қолайлы. Осылайша, орталықтан тепкіш және осьтік желдеткіштер бір-бірін толықтырады және қазіргі уақытта өнеркәсіптік объектілердің желдету жүйесін тағайындау күрделілігіне бойынша әртүрлі желдетулерді ұйымдастыру кезінде кеңінен пайдаланылады.

3.2.1 Желдету желісіндегі желдеткіш жұмысы

Желдету жүйесіндегі аэродинамикалық кедергі статикалық арынды жеңуге жұмсалатын шығын кедергісі болып табылады. Сондықтан желдеткіштің негізгі тағайындауы жұмыс доңғалағынан ауа ағынына берілетін статикалық қысым жасау болып табылады. Алайда ауа ағынында статикалық арыннан басқа (потенциалды энергия) ауаның күшейтілген қозғалысындағы кинетикалық энергия тоғысады. Бернулли теңдеуіне сәйкес ағынның кинетикалық энергиясын потенциалды жолмен ауа қозғалысының жылдамдығын азайтуға айырбастауға болады. Осыған байланысты қазіргі заманғы желдеткіштерде орталықтан тепкіш желдеткіштердегі диффузорлар түріндегі арнайы құрылғылар немесе осьтік желдеткіштегі түзетуші аппарат қарастырылады.

Кез келген желдеткіштің жұмысы желдетудің желдетілетін объектісіне ауаның берілісінен тұрады (құбыр жолы немесе құбыр жолы жүйесі, қазба, қазба тобы немесе тұтас шахта және т.б.). Желдеткіш арқылы тарайтын h_v депрессия желдеткіш мен жетектің өзінде үйкелісті жеңуге кететін шығын

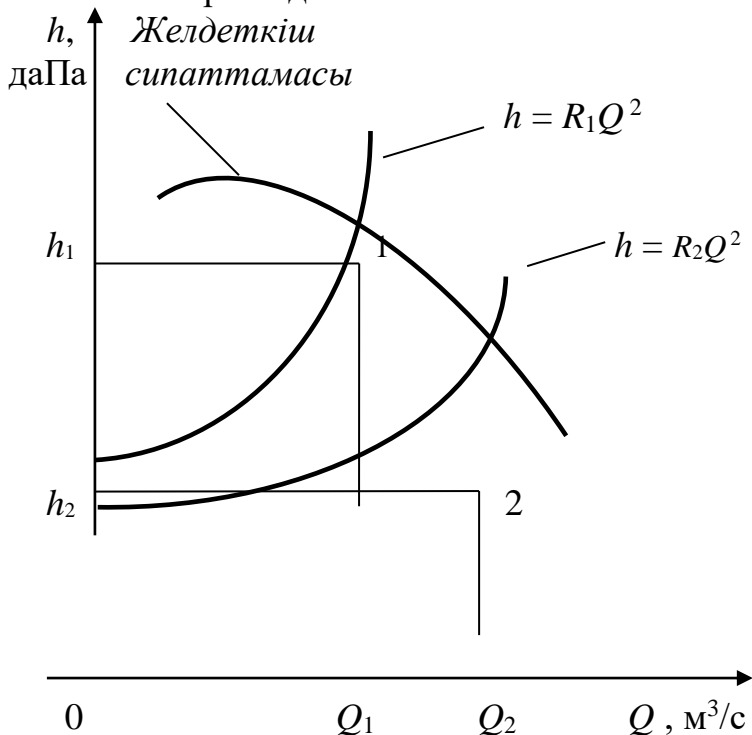
есебінен негізінен ауаның қажетті мөлшері берілетін желдету объектісіне кедергі жеңуге жұмсалады.

Желдеткіш h_e статикалық депрессиясы мен Q_e ауа мөлшері арасындағы тәуелділік график түрінде берілген, желдеткіш сипаттамасы деп аталады (3.5-сурет).

Әрбір желдеткіш қалақшаны орнату бұрышына байланысты, сондай-ақ қозғалтқыш айналымының санына байланысты, оның паспортындағы бір немесе бірнеше жеке сипаттамасы болады. Анықтамалықта тиісті сериядағы желдеткіштердің жалпыланған типтік сипаттамасы келтіріледі. Төменде 3.7-суретте жергілікті және негізгі желдету желдеткіштерінің екі типі үшін жұмыс сипаттамасы келтірілген.

Желдеткіш оның сипаттамасына сәйкес келетін режимдерді ғана дамыта алуы мүмкін, бұл режимдер желдеткіш жұмыс істейтін желі сипаттамасы бар желдеткіш сипаттамасының қиылысу нүктесімен анықталады.

Желдеткіштің барлық жұмыс режимі техникалық және экономикалық негізделген болып табылмайды. Арынды сипаттаманың максимум мәндерінің сол жағында болатын режимді пайдалану жұмыстың тұрақсыздығын, яғни мақсатқа сай еместігін көрсетеді, сондай-ақ пайдалы әрекеттің төмен коэффициенттері мен ауаның шағын берілісі кезінде энергияның елеулі шығынын көрсетеді.



3.5-сурет. Желдеткіш жұмысының режимін анықтау

сипаттамасы бойынша ығысады, оның өнімділігі мен депрессиясы бойынша координаталар Q_2 және h_2 —ға тең саналады.

Желдеткіш жұмысы тұрақты және тұрақсыз режимі деп ерекшеленеді. Тұрақты режим деп желдеткішті пайдаланған кезде оның өнімділігі мен

Мысалы, егер желдеткіш желдеткіш желісінде R_1 кедергісімен жұмыс істесе, онда оның жұмыс режимі 1-нүктеде сипатталады (3.5-сурет).

Перпендикулярдың аталған нүктесінен координата осіне төмен түсіре отырып, Q_1 м³/с желдеткіш және h_1 даПа оның депрессиясының өнімділігін табамыз.

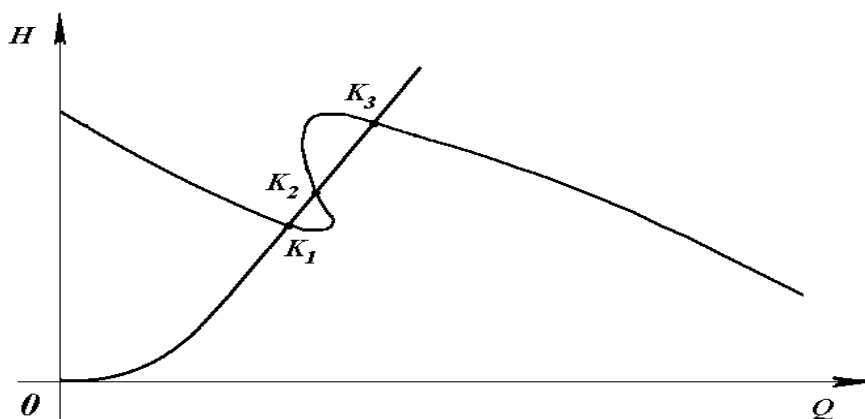
Желі кедергісінің R_2 шамаға дейін өзгерісі кезінде желдеткіш жұмысының режимі

1-нүктеден 2-нүктеге оның

депрессиясы уақытпен өзгермейтін желдеткіш жұмысын атайды. Бұл көрсеткіштерді өздігінен өзгерту кезінде тұрақсыз режим пайда болады. Керісінше лүпілдеуші режим немесе жұмыс режимінің көп мағыналылығы пайда болады.

Лүпілдеуші режим жұмыс доңғалағының бетінен байланысты ауа ағындарының шекаралық қабатының үзілуімен түсіндіріледі. Жұмыс режимінің көп мағыналылығы ершік тәріздес сипаттамасы бар желдеткіштерде орын алады, солар арқылы желі сипаттамасы бірнеше нүктелерде қиылысады (3.6-сурет).

Желдеткіш тек K_1 , K_2 немесе K_3 үш жағдайдың біреуінде ғана жұмыс істей алады, бұл графиктен көрініп тұрғандай жалғыз мүмкіндік болып табылмайды. Желдету жүйесіндегі жекелеген элементтердің кездейсоқ аэродинамикалық элементтердің болуы желдеткіш жұмысының режимі бір жағдайдан басқа жағдайға өтуіне мүмкіндік береді. Бұл ретте желдеткіш пен оның депрессиясы өнімділігі маңызды өзгереді. Бұл тербелістердің жиілігі жеткілікті жоғары болуы мүмкін, ең ақырында желдету қондырғысының электр қозғалтқышын істен шығарады.



3.6 –сурет. Желдеткіш жұмысының тұрақсыз режимі

Желдеткішті пайдалану, егер оның жұмыс режимі арынды сипаттамасының төменгі тармағындағы оң жақ максимум мәндеріне орналасса, тиімді болып саналады. Желдеткіштің максимум мүмкін жұмыс депрессиясы мына шартқа сәйкес келуі тиіс

$$h_e \leq 0,9 H_{max}, \quad (3.18)$$

мұнда H_{max} – желдеткішпен дамитын депрессияның максимум мүмкін шамасы.

Себебі желдету ағындарын басқару бойынша есептеулердің көпшілігі ЭЕМ пайдалана отырып, аналитикалық немесе жуықтау әдістерімен шешіледі, онда желдеткіштің арынды сипаттамасының жұмыс бөлігі мына түрдегі тендеумен жуықтайды:

$$h_e = A + BQ + CQ^2 \quad (3.19)$$

немесе

$$h_g = A + CQ^2, \quad (3.20)$$

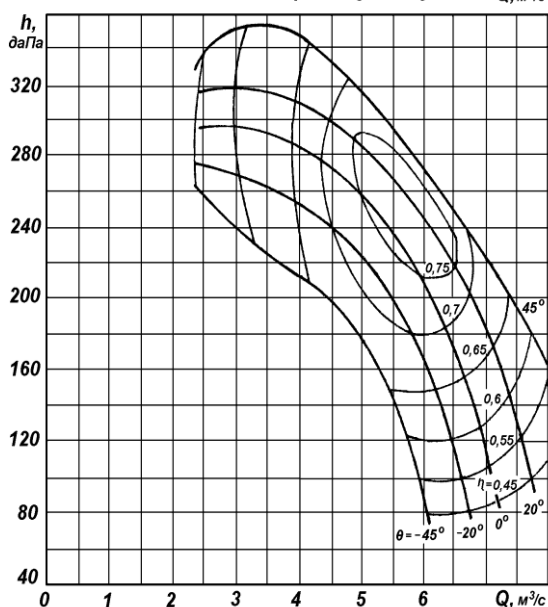
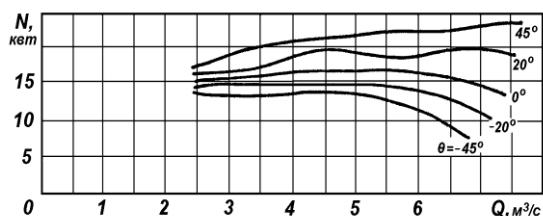
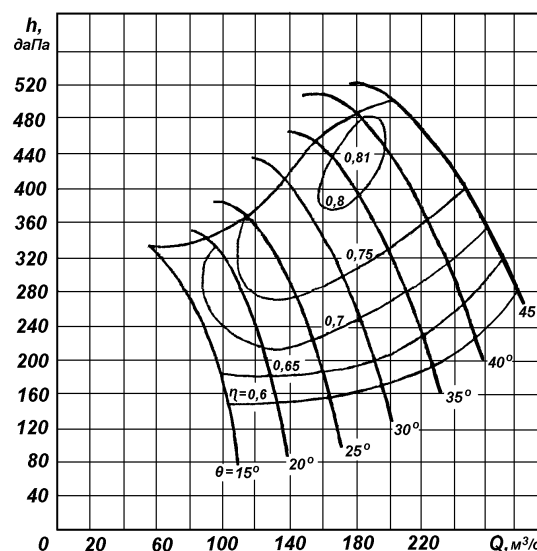
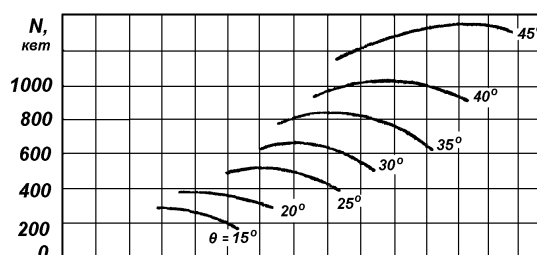
мұнда A, B, C – анықтауға тиесілі коэффициенттер.

Мысалы, 3.5-суретте (3.20) түрдегі тәуелділікпен берілген желдеткіш сипаттамасын сипаттау үшін 1 және 2 нүктелер үшін графиктен олардың $h_1; Q_1$ және $h_2; Q_2$ координаталарын аламыз, мына түрдегі теңдеулер жүйесін құрамыз

$$\begin{cases} h_1 = A + CQ_1^2; \\ h_2 = A + CQ_2^2, \end{cases} \quad (3.21)$$

соны шеше отырып, белгісіз A имен C коэффициенттерді анықтаймыз.

Егер аппроксимация (3.19) теңдеу бойынша жүзеге асырылса, онда желдеткіштің жеке сипаттамасындағы жұмыс бөлігіндегі графикте үш нүкте тандап алынады, олар үшін h және Q сандық шамалар алынады, A, B және C белгісіз коэффициенттері бар үш теңдеу жүйесі құрылады. Мұндай жүйенің



шешімі ізделетін коэффициенттерді табуға мүмкіндік береді.

Желдеткіш жұмыс доңғалағының айналымдар санының өзгеруіне байланысты оның сипаттамасы графиктегі өз жағдайын өзгертеді. Айналым саны ұлғайған сайын, ол жоғарыдан оң жаққа қарай, ал айналым саны азайған сайын төменнен сол жаққа қарай ығысады.

3.7-сурет. Желдеткіштің аэродинамикалық сипаттамасы

Бұл ретте келесі ара қатыстар әділ болуы мүмкін:

– берілетін ауа мөлшері желдеткіштің жұмыс доңғалағының айналым санына пропорциональ өзгереді

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (3.22)$$

– желдеткішпен дамитын қысым айналым санының квадратына пропорциональ өзгертеді

$$\frac{h_{s,1}}{h_{s,2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \quad (3.23)$$

– желдеткішпен шығындалатын қуат айналым санының үшінші дәрежесіне пропорциональ өзгереді

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}. \quad (3.24)$$

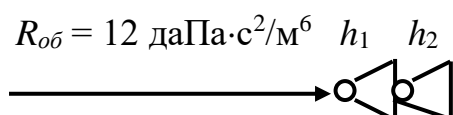
3.2.2 Желдеткіштердің бірлескен жұмысы

Жалпы желдету желісінде бір уақытта жұмыс істейтін желдеткіштер бір-біріне тікелей қосылуы мүмкін немесе бірізділікті, параллель, аралас тәсілдермен ауа жолының жүйесі арқылы қосылуы мүмкін. Егер қысымды маңызды арттыру қажет болса, онда желдеткіштерді мақсатқа сай бірізділікті қосу қажет. Егер желдету желісінде ауа берілісін күрт ұлғайту қажет болса, онда желдеткіштерді параллель қосу керек. Аралас тәсіл жалпы желдету тұғырында желдеткіштерді бірізділікті және параллель қосудағы үйлесімді қарастырады. Желдеткіштердің бірлескен жұмысының қорытынды нәтижесі желдету жүйесіне ауаның берілісін ұлғайтуға байланысты.

Желдеткіштің бірлескен жұмысы. Ішкі желіге желдеткіштердің бірлескен жұмысы кезінде олардың өнімділігі бірдей, ал жалпы депрессия барлық желдеткіштер депрессиясының қосындысына тең. Есептерді шешу бірлесе жұмыс істейтін желдеткіштердің қосынды сипаттамасын құрудан және олардың жұмыс режимін анықтаудан тұрады. Аталған есептерді шешу тәртібін нақты мысалдарда қарастырамыз.

Желдету желісінде $12 \text{ даПа} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$ кедергісімен ВМ–6М типтегі екі бірізділікті орнатылған желдеткіштер жұмыс істесін (3.8-сурет). Бірінші желдеткіштің жұмыс доңғалағы қалақшасын орнату бұрышы - 0° , ал екіншісінікі -45° .

Екі бірлесе жұмыс істейтін желдеткіш үшін қосынды сипаттамасын құру және (3.20) түрдегі оның теңдеуін сипаттау, сондай-ақ желдеткіштердің әрқайсысының жұмыс режимін анықтау талап етіледі.

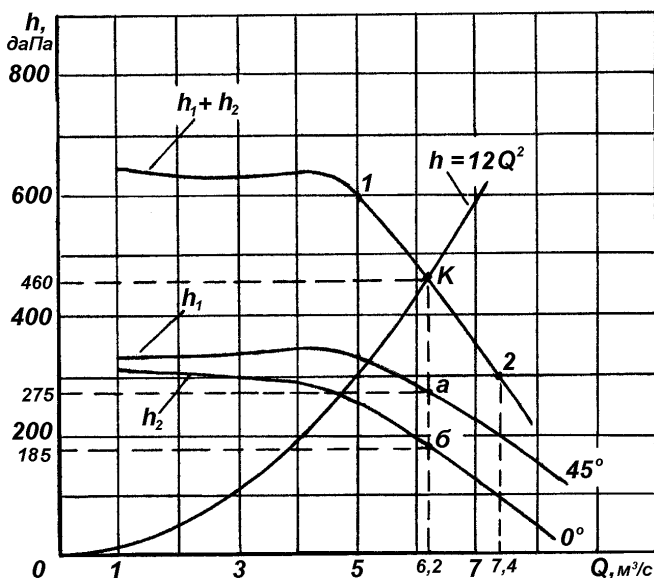


3.8-сурет. Желдеткіштер жұмысының бірізділікті сұлбасы

Шешімі мынадай. Графикте $h - Q$ координатасында желдеткіштердің h_1 және h_2 жеке сипаттамасын саламыз (3.9-сурет). Екі бірізділікті орнатылған желдеткіштердің бірлескен жұмыс шарты мына түрде болады

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 = Q_0; \\ h_1 + h_2 = h_0, \end{cases}$$

мұнда Q_0 және h_0 – ауаның жалпы шығынына сәйкес және бірлесе жұмыс істейтін желдеткіштердің жалпы депрессиясы.



3.9-сурет. Жалпы ауа жолына бірізділікті режимді орнату кезінде желдеткіш жұмыс режимін анықтауға арналған график

есебінің шартына сәйкес. Сондықтан сипаттаманың ізделетін теңдеуі $h = 12 \cdot Q^2$ түрінде болады. Аталған теңдеуге ұлғаюшы ретте Q_i , м³/с, ауа шығынын қоя отырып, оларға сәйкес келетін h_i депрессия шамасын табамыз. Есептеулер нәтижесін мына түрде беруге болады:

Q , м ³ /с	1	2	3	4	5	6	7
h , даПа	12	48	108	192	300	432	588

h және Q мәндерінің әрбір жұбында графиктегі $h - Q$ координатадағы нүктеге сәйкес келеді, желі сипаттамасының графикалық көрінісін аламыз (графикте бұл қисықтық $h = 12 \cdot Q^2$).

Екі желдеткіштің бірлескен жұмыс режимі желдеткіштің қосынды сипаттамасымен желі сипаттамасының қиылысу нүктесімен сипатталады. 3.9-суреттегі графикте бұл K нүктесі. K нүктесінен перпендикулярларды абсцисс пен координаталар осіне түсіре отырып, $Q_0 = Q_1 = Q_2 = 6,2$ м³/с ауа шығынын және $h = 460$ даПа жалпы депрессияны табамыз.

Перпендикуляр K нүктесінен абсцисс осіне түседі, a мен $б$ нүктелерінде бірінші және екінші желдеткіштің жеке сипаттамасын қиып өтеді. Түзулер аталған нүктелер арқылы өтеді, координата осі бар қиылысу нүктесіне дейін параллель, олардың бірлескен жұмысы кезінде желдеткіштердің әрқайсысының жеке депрессиясын табуға мүмкіндік береді. Мысалы, графиктен $h_1 = 275$ даПа и $h_2 = 185$ даПа.

Қосынды сипаттаманы салу үшін аталған шартқа сәйкес абсцисс осі бойынша берілетін әрбір келесі ауа шығыны үшін қажет, h_1 және h_2 қисық координаталарын салу қажет. Соның нәтижесінде екі бірізділікті жұмыс істейтін ізделетін сипаттаманы аламыз. Графикте ол $h_1 + h_2$ қисық түрінде берілген.

Келесі қадам желдеткіш жұмыс істейтін желдету желісімен байланысты.

Сипаттаманы $h = R_{об}Q^2$ теңдеу бойынша құрамыз.

$$R_{об} = 12 \text{ даПа} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$$

Желдеткіштің қосынды сипаттамасының жұмыс бөлігін жуықтайтын $h = A + CQ^2$ түрдегі теңдеуді құру үшін төменгі оң жақ тармақтан координатасы бар екі нүктені таңдап аламыз:

1 нүкте:

$$\begin{aligned} Q_1 &= 5 \text{ м}^3/\text{с}; \\ h_1 &= 600 \text{ даПа}; \end{aligned}$$

2 нүкте:

$$\begin{aligned} Q_2 &= 7,4 \text{ м}^3/\text{с}; \\ h_2 &= 300 \text{ даПа}. \end{aligned}$$

Жуықтайтын теңдеуге енетін A және C белгісіз коэффициенттерін есептеу үшін келесі теңдеу жүйесін құрамыз:

$$\begin{cases} 600 = A + C \cdot 5^2; \\ 300 = A + C \cdot 7,4^2, \end{cases}$$

мына шешімнен табамыз, $A = 852$ и $C = -10,08$.

Осылайша, жалпы желдету желісінде жұмыс істейтін желдеткіштердің және екі бірізділікті орнатылған желдеткіштердің қосынды сипаттамасының жұмыс бөлігін жуықтайтын теңдеу мына түрде болады

$$h = 852 - 10,08 \cdot Q^2.$$

Аталған теңдеуді пайдалану аймағы $5 \text{ м}^3/\text{с}$ -тан $7,4 \text{ м}^3/\text{с}$ -қа дейінгі аралықта ауа шығындарының өзгеріс диапазонымен шектеледі. Желдету желісіндегі басқару процесінде жүйенің жалпы кедергісі былайша өзгеруі мүмкін, яғни желдеткіштердің бірлескен жұмыс режимі бекітілген аралық шегінен асып кетеді. Бұл жағдайда желдеткіш қалақшасын орнату бұрыштарын өзгерту немесе желдеткішті айырбастау қажет, содан кейін жоғарыда баяндалған алгоритм бойынша есептеулерді қайталау қажет.

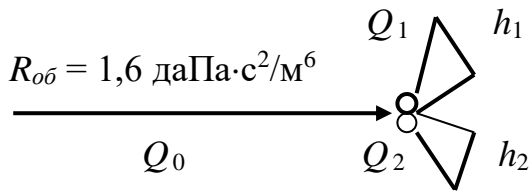
Желдеткіштердің параллель жұмысы. Параллель орнатылған желдеткіштер депрессиясы әрқашан өзара тең, ал ауаның жалпы шығыны әрбір желдеткіш арқылы өтетін шығындар қосындысына тең, яғни

$$\begin{cases} h_1 = h_2 = h_3 = \dots = h_n = h_0; \\ Q_1 + Q_2 + Q_3 = \dots = Q_n = Q_0. \end{cases} \quad (3.25)$$

(3.25) шартынан байқағандай, параллель жұмыс істейтін желдеткіштердің жалпы сипаттамасын салу берілген депрессия кезіндегі өнімділік бойынша желдеткіштің жеке сипаттамасын қосындылаудан тұрады. Айтылғанды түсіндіру үшін мысал келтірейік.

3.10-суретте берілген сұлба үшін есептеу жүйесіне келіп түсетін ауаның жалпы санын және жалпы желдету желісінде $R_{об} = 1,6 \text{ даПа} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$ кедергісімен жұмыс істейтін желдеткіштердің, 45° и 0° сәйкес қалақшаны орнату бұрышы

бар ВМ – 6М типтес екі параллель орнатылған желдеткіштің жұмыс режимін анықтау қажет.



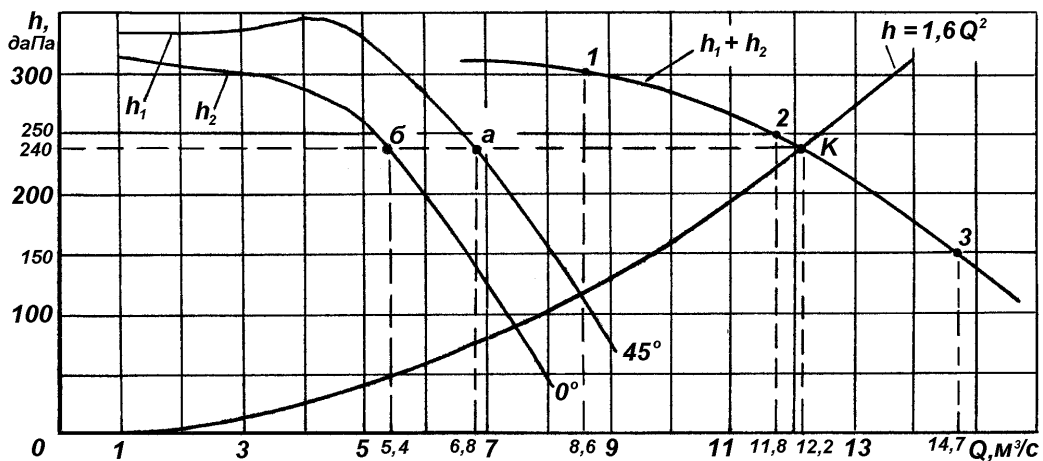
Бірлесе жұмыс істейтін желдеткіштің қосынды сипаттамасының жұмыс бөлігін мына теңдеумен жуықтауға болады

3.10-сурет. Желдеткіш жұмысының параллель сұлбасы

$$h = A + BQ + CQ^2.$$

Қалақшаны орнатудың берілген бұрыштары бар h_1 және h_2 желдеткіштер сипаттамасы 3.11-суреттегі графикте берілген.

Екі параллель жұмыс істейтін сипаттаманың қосынды арынды сипаттамасы (3.25) шартқа сәйкес жалпы депрессияның әрбір кезекті өзгерісі кезінде өнімділігі бойынша жеке сипаттаманы қосындылау арқылы анықталады (олардың абсцисстері бойынша екі қисықтықты қосындылау). 3.11-суреттегі графикте бұл $h_1 + h_2$ қисықтығы. Осы графикте желдеткіштер бірлесе жұмыс істейтін желінің жалпы учаскесінің сипаттамасы салынған. Оны салу әдістемесі алдында баяндалған есептерге ұқсас. График бұл $h = 1,6 \cdot Q^2$ қисықтығы. K нүктесінің координаталары, яғни қосынды сипаттамасы бар қиылысу нүктесінде желдеткіштің жұмыс режимін анықтайды. Координаталы оське перпендикулярды түсіре отырып, жүйеге келіп түсетін ауаның жалпы мөлшері $h_0 = h_1 = h_2 = 240$ даПа депрессия кезінде $Q_0 = 12,8$ м³/с құрайды.



3.11-сурет. Жалпы ауа жолында параллель жұмыс кезінде желдеткіштердің жұмыс режимін анықтауға арналған график

Әрбір желдеткіштің жеке жұмыс режимін a және $б$ нүктелермен анықтайды. Осы нүктелерден перпендикулярды абсцисс осіне түсіре отырып, табамыз: бірінші желдеткіш өнімділігі $Q_1 = 6,8$ м³/с, ал екінші желдеткіш өнімділігі – $Q_2 = 5,4$ м³/с құрайды.

Қосынды сипаттаманың жұмыс тармағын жуықтайтын берілген теңдеуді құру үшін сонда координаталары бар үш нүктені тандап аламыз

1 нүкте:	2 нүкте:	3 нүкте:
$Q_1 = 8,6 \text{ м}^3/\text{с};$ $h_1 = 300 \text{ даПа};$	$Q_2 = 11,8 \text{ м}^3/\text{с};$ $h_2 = 250 \text{ даПа};$	$Q_3 = 14,7 \text{ м}^3/\text{с};$ $h_3 = 150 \text{ даПа}.$

Бұл деректерді пайдалана отырып, теңдеудің келесі жүйесін құрамыз:

$$\begin{cases} 300 = A + B \cdot 8,6 + C \cdot 8,6^2; \\ 250 = A + B \cdot 11,8 + C \cdot 11,8^2; \\ 150 = A + B \cdot 14,7 + C \cdot 14,7^2. \end{cases}$$

Теңдеулердің берілген жүйесін шеше отырып, анықталатын параметрлер үшін келесі мәндерді табамыз: $A = 136,2$; $B = 44,58$; $C = -2,969$.

Сондықтан, ізделетін теңдеу мына түрде болады

$$h = 136,2 + 44,58Q - 2,969Q^2.$$

Желдеткіш есептерін шешу кезінде аталған теңдеулерді пайдалану аймағы 1 және 3 нүктедегі координаталармен шектеледі. Желі кедергісі өзгерген кезде желдеткіштердің бірлескен жұмыс режимі көрсетілген шектен шығып кететін нұсқалары болуы мүмкін. Мұндай жағдайда қалақшаны орнату бұрыштарын өзгерту немесе қозғалтқыш айналымдар санын өзгерту ұсынылады. Соңғы жағдайда қозғалтқыш айналымының жаңа сандары есебінен жеке сипаттамасын қайта санау қажет. Желдеткіштерді айырбастау немесе аталған тәсілдерді араластыру нұсқалары мүмкін. Барлық жағдайда да есептердің графикалық шешім үрдісі жоғарыда баяндалған алгоритм бойынша қайталанатын.

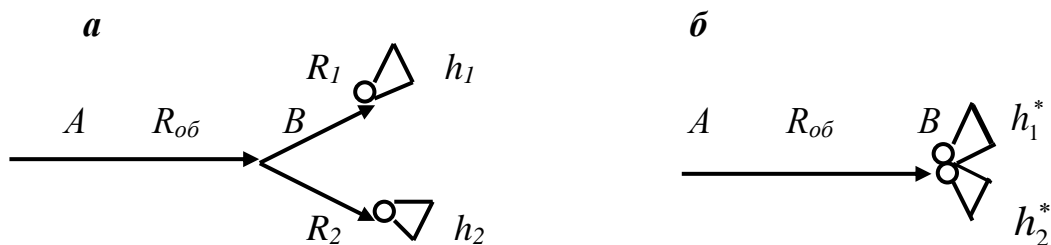
Желдеткіштердің бірлескен жұмыс режимін пайдалану тәжірибесі жалпы желдету желісіне желдеткіштерді мақсатқа сай бірізділікті орнату жоғары аэродинамикалық кедергімен, ал жалпы желдету желісіне желдеткіштерді параллель орнату шағын аэродинамикалық кедергімен орнату ұсынылады.

Әртүрлі учаскелерге орнатылған желдеткіштердің параллель жұмысы

Әртүрлі нүктелердегі желдету желісіне қосылған әрі параллель жұмыс істейтін желдеткіштерді талдау есебі (3.12, а-сурет) B жалпы нүктесінде келтірілген олардың белсендірілген сипаттамасын салумен байланысты. Әрбір желдеткіштің депрессиясы AB жалпы учаскесінің депрессиясынан және жекелеген учаскелердің (R_1 және R_2) кедергісін жеңуге жұмсалатын депрессиясынан тұрады. Бастапқы учаскелер басына (B нүктесі) AB жалпы учаскедегі желдету режимін өзгертпей-ақ h_1 және h_2 желдеткіштерін ауыстыру үшін әрбір желдеткіштің арынды сипаттамасынан қысым шығынын шегеру

қажет, ол жеке учаскелердің кедергісін жеңуге жұмсалатын шығын, яғни $h_1^* = h_1 - R_1 Q_1^2$ және $h_2^* = h_2 - R_2 Q_2^2$.

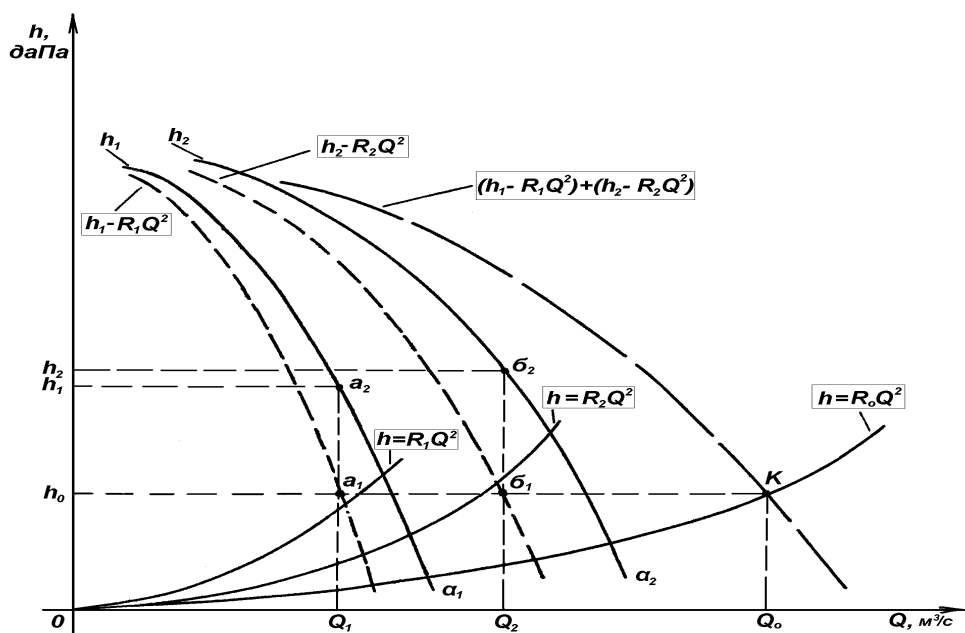
Аталған түрлену 3.12 а-суреттегі есептік сұлбаның аэродинамикалық трансформациялауын жүзеге асыруға мүмкіндік береді, 3.12, б-суретте берілген бір нүктедегі желдеткіштің параллель жұмысы үшін типтік көрсетеді.



3.12-сурет. Екі желдеткіштің параллель жұмысының сұлбасы

Аталған міндетті шешудің графикалық нұсқасын қарастырамыз. 3.13-суреттегі графикте $h - Q$ координатада h_1 және h_2 желдеткіштердің жеке сипаттамасы салынады. Осы графикке $h = R_1 Q^2$ және $h = R_2 Q^2$ теңдеулері бойынша R_1 мен R_2 учаскелерінің сипаттамасы салынады.

h_1 желдеткіштің жеке сипаттамасынан координаталар бойынша R_1 учаскесінде үйкеліс күштерін жеңуге жұмсалатын шығынның бір бөлігін шегере отырып, B нүктесінде келтірілген h_1 желдеткіш сипаттамасын аламыз. Осындай жағдайда h_2 желдеткіш қатынасы да ұқсас.



3.13 –сурет. Желдету желісінің әртүрлі учаскелерінде параллель жұмыс кезінде желдетудің жұмыс режимдерін анықтауға қойылатын талаптар

Графикте B нүктесінде келтірілген қарастырылатын желдеткіштердің сипаттамасы $h_1 - R_1 Q^2$ және $h_2 - R_2 Q^2$ қисықтығымен берілген. Осылайша, егер

B нүктесінде (3.12, б-сурет) белсендірілген сипаттамасы бар екі желдеткіш параллель жұмыс істейтін болса, онда желдету желісінің жалпы учаскесін желдету режимі $R_{об}$ өзгермейді. Параллель жұмыс істейтін желдеткіштердің жалпы сипаттамасын алу үшін абсцисстер бойынша олардың белсендірілген сипаттамасы ордината осі бойынша қысым өзгерісінің әрбір келесі қадамынан кейін алынады. Графикте (3.13-сурет) $(h_1 - R_1 Q^2) + (h_2 - R_2 Q^2)$ қисықтығының қосынды сипаттамасы берілген.

Берілген желдету желісіндегі желдеткіштің жұмыс режимі K нүктесімен анықталады, жалпы желі учаскесінің сипаттамасы бар бірлесе жұмыс істейтін желдеткіштердің қосынды сипаттамасының қиылысу нәтижесінде болады. K нүктесінен абсцисс осіне перпендикуляр түсіре отырып, ауаның Q_0 жалпы шығынын табамыз.

K нүктесінен келтірілген сипаттамасы бар (a_1 және b_1 нүктелері) желдеткіштердің және ординат осінің қиылысу нүктесіне дейін Q осіне параллель жүргізілген түзулер жалпы желі учаскесіндегі депрессияны және әрбір желдеткіштің жұмыс режимін анықтауға мүмкіндік береді.

Жеке сипаттамасы бар (a_2 және b_2 нүктелері), желдеткіштердің және ордина осінің қиылысу нүктесіне дейін Q осіне параллель жүргізілген түзулер әрбір желдеткіштің Q_1 мен Q_2 өнімділігі мен h_1 және h_2 депрессиясын сәйкес анықтайды. Қажет болса, бірлесе жұмыс істейтін желдеткіштердің қосынды сипаттамасы (3.19) немесе (3.20) түрдегі теңдеулермен жуықталуы мүмкін.

Бақылау сұрақтары

1. Өнеркәсіптік желдетуде ауа қозғалысы қозғалтқыштарының қандай түрлері пайдаланылады ?
2. Табиғи тартым деп нені атайды ?
3. Аэрация дегеніміз не ? Ол қайда пайдаланылады ?
4. $h_e = g(\rho_1 - \rho_2)H$ формула тағайындауын атаңыз.
5. Шахтаны желдетуді ұйымдастыру үшін табиғи тартымды пайдалануға қауіпсіздік ережесімен неге тыйым салынады ?
6. Табиғи тартым депрессиясы қалай анықталады ?
7. Табиғи тартым депрессиясының бөлшек негізгі тәсілдерін атаңыз.
8. Жұмыс істеп тұрған желдеткіш кезінде табиғи тартым депрессиясын өлшеуге бола ма ?
9. Табиғи тартым депрессиясының шамасына әсер ететін барлық факторларды атаңыз.
10. Барлық факторлардың қайсысы табиғи тартым депрессиясының шамасының өзгерісіне барынша әсер етеді ?
11. Табиғи тартым шамасына атмосфералық қысым өзгерісі қалай әсер етеді ?

12. Формула тағайындауын көрсетіңіз
$$Q = \mu \cdot S \sqrt{\frac{2[H(\rho_n - \rho_{вн})g + (h_1 - h_2)]}{\rho_n}}$$

13. Табиғи тартым депрессиясы изотермиялық процесс кезінде қалай есептеледі ?
14. Өнеркәсіптік объектілерді желдетуді ұйымдастыру үшін пайдаланылатын желдеткіштің негізгі типтерін атаңыз.
15. Желдеткіштің аэродинамикалық сипаттамасы дегеніміз не ?
16. Сыртқы желідегі желдеткіш жұмысының режимі қалай анықталады ?
17. Қандай тәуелділіктер желдеткіштің жеке сипаттамасының жұмыс бөлігін сипаттау үшін ұсынылады ?
18. Желдеткіш жұмысының қандай сұлбасы теңдеудің келесі жүйесін сипаттайды:

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 = Q_0; \\ h_1 + h_2 = h_0? \end{cases}$$
19. Қандай жағдайда жалпы желдету желісіндегі жұмыс үшін желдеткіштерді бірізділікті орнату ұсынылады ?
20. Жалпы желдету желісінде параллель жұмыс істейтін желдеткіштердің қосынды арынды сипаттамасы қалай анықталады ?
21. Желдеткіш жұмысының қандай сұлбасы теңдеудің келесі жүйесін сипаттайды:

$$\begin{cases} h_1 = h_2 = h_3 = \dots = h_n = h_0; \\ Q_1 + Q_2 + Q_3 = \dots = Q_n = Q_0? \end{cases}$$
22. Желдеткіш жұмысының тұрақсыз режимі дегеніміз не және ол неге байланысты ?
23. Жалпы желдету желісінде бірізділікті жұмыс істейтін желдеткіштердің қосынды арынды сипаттамасы қалай анықталады ?
24. Қандай жағдайда жалпы желдету желісіндегі жұмыс үшін желдеткіштерді параллель орнату ұсынылады ?
25. Жалпы желдету желісіндегі әртүрлі бағыттарда параллель жұмыс істейтін желдеткіштердің белсендірілген аэродинамикалық сипаттамасы қалай құрылады ?