

АНДИЖОН
МАШИНАСОЗЛИК
ИНСТИТУТИ

АНДИЖАНСКИЙ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ
ИНСТИТУТ

III,IV-секции

**III Международная
научно-практическая
конференция:
“Современные материалы,
техника и технологии
в машиностроении”**

посвященная 20 летию АО “Узавтосаноат”
и 5 летию Андижанского машиностроительного института

СБОРНИК НАУЧНЫХ СТАТЕЙ



19-21 апреля 2016 года, Андижан

ўлчами 1 мм ва ундан ортиқ бўлганда заррача қизиш вақти бир мунча кўп бўлиб, у иссиқ девор билан контакт қилган вақтида қизишга яъни девор температурасини қабул қилишга улгурмайди.

Лаборатория тадқиқотлари шуни кўрсатадики, актив режимлардан қуритиш жараёнини олиб бориш 1 мм дан кичик бўлган заррачалар учун оптимал ҳисобланади. Заррача контакт вақтида девор температурасига етишади. Актив гидродинамик режим иссиқлик бериш жараёнини тез олиб бориш имконини беради. Бундан ташқари бундай чангсимон моддалар учун роторли қуритгичлар маҳсулотнинг атроф – муҳитга ҳаво газлари билан чиқиб кетмаслигини таъминлайди.

ИЛГАРИЛАНМА - ҚАЙТМА ҲАРАКАТДАГИ ВИНТЛИ НАСОСЛАР ВА ГИДРОЮРИТМАЛАРНИНГ АСОСИЙ ПАРАМЕТРЛАРИНИНГ УСЛУБИЯТИ

А.М. Холиков, З.Ф. Амирова, А.Н. Боротов

Тошкент давлат аграр университети

Тошкент давлат техника университети

Ҳозирги замон суғориш системаси, химия ва қишлоқ хўжалиги саноати ҳамда техникасининг ёндош соҳаларини насослар, компрессорлар, гидроузатмалар ва бошқа гидромашиналарсиз тасаввур этиб бўлмайди. Жумладан гидромашиналарнинг гидроюритмалар деб аталувчи турида механик ҳаракат аввал суюқликнинг ҳаракатига айлантириб, сўнгра яна механик ҳаракатга айлантирилади. Бундай турдаги механизмларга гидродинамик муфта (турбомуфта), гидродинамик трансформаторлар ва гидродвигател гидроюритмаларни мисол қилиб олиш мумкин.

Илгариланма - қайтма ҳаракатдаги гидроюритманинг ишлаш жараёнини таҳлил қилиш шуни кўрсатадики, насосдаги зичлагичлар, клапанлар орқали сирқиб кетиши ва насос камераларини етарли тўлдирмаслиги натижасида ишчи суюқликнинг ҳажмий йўқотишлари содир бўлади. Биз ўз тадқиқотимизда бундай йўқотишлар содир бўлмайди деб ҳисоблаб, поршеннинг чизиқли юришининг асосий тенгламасини келтириб чиқарамиз. Бунда насосдан босим остида чиқарилган суюқлик ҳажмига киритилаётган суюқлик ҳажмига тенг деб қабул қиламиз.

Насосда поршен ўнгга қараб l_1 масофага ҳаракат қилганида, насосдан $W_1 = l_1 \cdot \omega_1$ га тенг ҳажмда суюқлик чиқарилади. Бунда гидродвигател поршени

l_2 масофага силжиганда ва унинг чап цилиндрига $W_2 = l_2 \cdot \omega_2$ ҳажмда суюқлик кириб келади, яъни $W_1 = W_2$ бўлади: шуни ҳисобга олиб қуйидагилар ўзаро тенг бўлади:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2}, \quad (1)$$

яъни насос поршенининг чизикли силжиши гидродвигателда поршен юзаси ω ва уларнинг диаметрларининг квадратига тесқари пропорционал бўлади.

Насос цилиндри ва гидродвигателда босимларнинг тенглиги таъсир қилувчи кучларнинг асосий тенгламасини топамиз .

$$P_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \quad \text{ва} \quad P_2 = \frac{P_2}{\omega_2},$$

бундан $P_1 = P_2$ эканлигига асосланиб (1) формулани қуйидагича ёзамиз:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}. \quad (2)$$

2 – тенгламадан келиб чиқадики насос поршени ва гидродвигателга таъсир қилувчи кучлар йиғиндисининг нисбати тўғридан – тўғри поршенлар юзаси ва уларнинг диаметрларининг квадратига пропорционал бўлади.

Металл кесиш дастгоҳларининг гидроузатмаларида гидродвигател цилиндрларининг ички диаметри стандартлашган ҳолда бўлади. Стандарт бўйича цилиндрларнинг ички диаметрлари қуйидагича қабул қилинган: 45; 50; 65; 75; 94; 105; 120; 150; 165; 175; 200; 225; 250; 300; 350; 400 ва 500 мм.

Гидродвигател цилиндрида босим P эса талаб қилинаётган ишчи кучи катталиклари қуйидаги оралиқларда белгиланади:

$$P = 1 \div 2 \text{ т} \quad \text{бўлса} \quad P \leq 16 \text{ ати}$$

$$P = 2 \div 3 \text{ т} \quad \text{бўлса} \quad P \leq 32 \text{ ати}$$

$$P = 3 \div 5 \text{ т} \quad \text{бўлса} \quad P \leq 50 \text{ ати}$$

$$P = 5 \div 10 \text{ т} \quad \text{бўлса} \quad P \leq 100 \text{ ати}$$

Талаб қилинаётган ишчи кучи P ва кўрсатилаётган оралиқдаги p бирликларини билган ҳолда гидродвигател цилиндрларининг кесим юзасини ҳисоблаш $\omega = \frac{P}{p}$ ва унинг диаметрини стандарт бўйича танлаш мумкин.

Шток диаметри d ва цилиндр диаметри D орасидаги муносабат гидросистемадаги босимга боғлиқ бўлиб, қуйидаги оралиқларда қабул қилинади.

$$P \leq 15 \text{ ати бўлганда } \frac{d}{D} = 0,3 \div 0,35$$

$$P \leq 15 \div 50 \text{ ати бўлганда } \frac{d}{D} = 0,5$$

$$P \leq 50 \div 80 \text{ ати бўлганда } \frac{d}{D} = 0,7$$

Поршеннинг штоки чўзилиш ёки сиқилишида, унинг иш характериға боғлиқ ҳолда ҳисобланади. Сиқилишида штокни ҳисоблашда, унинг бўйлама эгилишини текшириш талаб қилинади. Биз кўриб чиқаётган гидродвигател бир томонлама штокли бўлганлиги учун, насос узатаётган суюқликнинг сарфи ўзгармас бўлганида, гидродвигател поршенининг ўнгдаги ҳаракатининг тезлиги ϑ_2 чапдаги поршен ҳаракат тезлиги ϑ_2 дан кичик бўлади.

Сарф ўзгармас Q бўлса поршеннинг ҳаракат тезлигининг чап ва ўнгдаги ҳоллари учун қуйидагига боғлиқ ҳолда аниқланади

$$\vartheta_2 = \frac{Q}{\omega_2} \text{ ва } \vartheta_2^1 = \frac{Q}{\omega_2^1} .$$

Тезликлар орасидаги муносабатни қуйидаги формула билан аниқлаш мумкин

$$\frac{\vartheta_2^1}{\vartheta_2} = \frac{\omega_2^1}{\omega} , \quad (3)$$

бу ерда ω_2 ва ω_2^1 - гидродвигателнинг чап ва ўнг томонидаги поршеннинг фойдали юзаси.

Гидродвигателда бир марта иккиламчи юриш вақти қуйидагига тенг:

$$t = \frac{S}{\vartheta_2} + \frac{S}{\vartheta_2^1} .$$

бу ерда S - поршеннинг юриш йўли.

Ўнг ва чапдаги поршеннинг ҳаракат тезлигини инобатга олсак, у ҳолда

$$t = \frac{S(\omega_2 + \omega_2^1)}{Q} . \quad (4)$$

Дастгоҳнинг ишчи қурилмасига бераётган фойдали қуввати N_n ни қуйидагича формула билан аниқлаймиз:

$$N_n = \frac{P_2 \cdot \vartheta_2}{75} , л / с \quad \text{ёки} \quad N_n = \frac{P_2 \cdot \vartheta_2}{102} , кВт$$

Гидродвигателнинг керакли фойдали қувватини таъминлашда, насоснинг вали катта қувват билан таъминланиши керак бўлади, чунки қувватнинг бир қисми механик ва гидравлик қаршилиқларини енгишга ҳамда гидротизимда суюқликнинг ҳажмий йўқотишлари ўрни босимга сарф бўлади.

Насос валидаги қувват N_e ни қуйидагича аниқлаймиз:

$$N_e = \frac{Q \cdot P}{450 \cdot \eta}, \text{ л/с} \quad \text{ёки} \quad N_e = \frac{Q \cdot P}{612 \cdot \eta}, \text{ кВт} . \quad (5)$$

бу ерда η - ҳажмий, механик ва гидравлик йўқотишларни ҳисобга оладиган гидроузатманинг тўлиқ ф.и.к.

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_G, \quad (6)$$

бу ерда η_v - насос, гидродвигател, мой ўтказгич, золотник, дроссел ва

бошқалардаги суюқликларнинг ҳажмий йўқотишларини ҳисобга олувчи гидроузатманинг ҳажмий ф.и.к;

η_m - сальник, манжет, насос цилиндри ва гидродвигателдаги ишқаланиш кучларини ифодаловчи гидроузатманинг механик ф.и.к.

η_G - насос, гидродвигател ва мой ўтказгичлардаги гидравлик йўқотишларини ифодаловчи гидроузатманинг гидравлик ф.и.к.

Ҳозирги кунда замонавий гидроюритмаларда айланма ҳаракатли шестрняли, (парракли) куракли ва винтли насослар кенг қўлланиб келинмоқда. Уларнинг асосий параметрлари ва ўлчамлари орасидаги боғланишни аниқлаймиз.

Шулардан бири бўлган винтли насосларни кўриб чиқамиз.

Битта етакловчи ва иккита етакланувчи винтга эга бўлган уч винтли насоснинг асосий ўлчам ва параметрларини ҳисоблаш тартибини кўриб чиқамиз.

Винтли насосларнинг асосий ўлчамлари шу насосни маълум бўлган иш унуми Q , босими P , максимал сўриш баландлиги $h_{сўр}$, суюқликнинг ҳажмий оғирлиги γ ва сўриб олинмаган суюқликнинг қовушоқлиги 0E лардан ташкил топган.

Етакчи ва етакланувчи винтли шестрнялардан шестрняларнинг профили қуйидаги муносабатда аниқланади: етакчи шестрнянинг чизиклар айланаси диаметри $\frac{5}{3}d_n$, етакчи шестрня чуқурча айланаси диаметри d_n , етакланувчи шестернянинг чизиклар айланаси диаметри d_n , етакланувчи шестрня чуқури айланаси диаметри $\frac{1}{3}d_n$, α чиқиқи $0,18\pi = 0,566 = 32^{\circ}24'$ га тенг, винт қадами эса:

$$h = \pi \cdot d_n \operatorname{tg}\beta = \frac{10}{3} d_n \quad (7)$$

Винтларнинг ишчи узунлиги L_n винт қирқиш қадамлар сони билан винт қадами h кўпайтмасига тенг:

$$L_B = z \cdot h = z \frac{10}{3} \cdot d_n, \quad (8)$$

бу ерда z – винтнинг ишчи қисмидаги винт қирқиш қадамлар сони;
напорли насослар учун

$H \leq 200$ м да $z = 1 \div 1,5$;

$H = 600 \div 1700$ м да бўлса $z = 1 \div 5$ оралиғида қабул қилиш тавсия этилади.

Ҳар бир жуфт винтлар тишли ғилдирақларнинг асосий суюқлик узатиш қонунига бўйсунди.

Етакчи шестернянинг чуқурликдаги катталигини винт диаметри d_n (винтда) берилганиш унумига боғлиқ ҳолда олиш тавсия қилинади. Етакчи шестернядаги чиқикларнинг айлана диаметри D (винтда) етакланувчи нисбатда винт диаметри билан биргаликда қуйидаги нисбатда аниқланиши мумкин:

$$D = \frac{5}{3} d_n. \quad (9)$$

Насос винтларининг айланишлар сони берилган иш унумида чуқурликдаги винт қирқимлар берилган суюқликларни тўлдиришга улгуриши керак ва кавитация ҳодисасиги йўл қўйилмайди. Юқоридаги талаблардан келиб чиққан ҳолда насоснинг айланишлар сонини қуйидаги формула билан аниқлашимиз мумкин:

$$n \leq \frac{8175}{\sqrt{\frac{Q}{\eta}}}, \text{ айл/мин}, \quad (10)$$

бу ерда Q - иш унуми, л/сек,

η_v - ҳажмий ф.и.к. бўлиб, суюқликнинг қовушоқлигига боғлиқ ҳолда қабул қилинади.

Ҳажмий ф.и.к. η_v қатор такрорий синов ва ҳисоблашлардан кейин қабул қилинади. Биринчи ҳисоблаш ишлари учун:

$\eta_v = 0,80 \div 0,85$ деб қабул қилиш тавсия этилади.

Насос винтининг айланишлар сони шундай бўлиши керакки, электродвигателнинг синхронли айланишлар сони билан олинган берилган иш унумида олиш учун: 3000, 1500; 1000; 750 ва 500 айл/мин.

Винтли насос учун бошланғич айлана диаметрини қуйидаги формула билан аниқлаймиз:

$$d_n = 103 \sqrt{\frac{Q}{0,0691 \cdot n \cdot \eta_v}}, \text{ см} \quad (11)$$

Хулосалар

1. Ёндош насослар билан биргаликда деҳқончиликда ҳам фойдаланилади.

2. Бу ишчи қурилмаларни ҳисоблаш ишларини ягона тизимга солиш қишлоқ хўжалик техникалари таркибидаги гидротизимларни ишончилигини оширишга, уларни янада такомиллаштиришга ҳамда конструктив параметрлари ва иш режимларини назарий асослашга имкон беради.

АКТУАЛЬНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПОДЗЕМНЫХ ГАЗОХРАНИЛИЩ

Б. Шомирзаев -ст. преп., З. Фатиidinov -ст. преп.

Андижанский машиностроительный институт

Подземное хранилище газа (ПХГ) — это комплекс инженерно-технических сооружений в пластах-коллекторах геологических структур, горных выработках, а также в выработках-емкостях, созданных в отложениях каменных солей, предназначенных для закачки, хранения и последующего отбора газа, который включает участок недр, ограниченный горным отводом, фонд скважин различного назначения, системы сбора и подготовки газа, компрессорные цеха.

ПХГ сооружаются вблизи трассы магистральных газопроводов и крупных газопотребляющих центров для возможности оперативного покрытия пиковых расходов газа. Они создаются и используются с целью компенсации неравномерности (сезонной, недельной, суточной) газопотребления, а также для резервирования газа на случай аварий на газопроводах и для создания стратегических запасов газа.

В настоящее время наибольшее распространение получили ПХГ созданные в пористых пластах (истощенные месторождения и водоносные структуры). Кроме пористых пластов пригодны для создания хранилищ и залежи каменных солей (создаваемые путем размыва так называемой каверны), а также в горных выработках залежей каменного угля и др. полезных ископаемых.

Всего в мире действует более 600 подземных хранилищ газа общей активной емкостью порядка 340 млрд м³.

64. Тохтахунов К.А., Алимова З.Х., Низамова Г.П., Абдурахманов А.А. О критериях оценки и сравнения эффективности жидких традиционных и альтернативных моторных топлив 233
65. Йулдашев Ш.У., Тохтахунов К.А., Муминов М., Абдурахманов А.А. Эйхорния перспективный источник сырья для получения биотоплива 236
66. Ортиков З., Кучқаров Б., Эргашев Н.А., Ахунбаев А.А. Энергетическая эффективность мокрой газоочистки 240
67. Холматов У.С. Микропроцессорное оптоэлектронное устройство контроля и счёта штучных изделий 244
68. Абдулазизов А., Акбаров А., Тешабоев Э., Давронбеков А.А. Пахта момигдан целлюлоза олиш технологияси 245
69. Хакимов А.А., Миршарипов Р.Х., Юлдашев Х.А., Халилов И. Иссиқлик алмашинуви жараёнларини тадқиқ қилиш 248
70. Холиков А.М., Амирова З.Ф., Боротов А.Н. Илгариланма - қайтма ҳаракатдаги винтли насослар ва гидроюритмаларнинг асосий параметрларининг услубияти 250
71. Шомирзаев Б., Фатидинов З. Актуальность применения подземных газохранилищ 255
72. Сафаров Э.Х., Қурбонов Ш.Ш. Энерготехамкор кўча чирокларини лойиҳалаш 259
73. Холиков А.М., Боротов А.Н. Математическое моделирование рекуперации энергии потока рабочей жидкости в элементах гидропривода технологических машин 261
74. Мамасодиқова З.Ю., Турғунова Н.Б. Саноат электр қурилмалари электр таъминоти учун тиристорли ток инвертори 266
75. Назаров О.К., Солиев Б.М., Хусанов Х.Н. Фермер хўжалиқларидаги чорвачилиқ объектларини электр иссиқлик таъминоти самарадорлигини ошириш йўналишлари. 269
76. Назаров О.К., Назарова Х.Қ., Миркомиллов О.О., Хайдаров Ф.У. Агросаноат мажмуаси энергетика базасини такомиллаштириш йўналишлари 272
77. Атажонова С.Б., Тожибоев Р.Э., Ахунов М.Р. Изучение автоматизации управления электрическими печами 275
78. Сафаров Э.Х., Олимов Б. Биноларда вентилицион тизимлар ишлашини оптималлаштириш орқали сарфланадиган электр энергияни тежаш 279
79. Назаров О.К., Миркомиллов О.О., Бахромов Ш. Электротехнология, аэроинозация ва магнитли ишлов бериш 282
80. Буважомбоев М., Йулчиев М., Усмонов Б.Х. Энергосбережение в промышленных предприятиях при помощи повышения качества системы 286