

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ И ОПТИМИЗИРАНЕ НА МЕТОДИКА ЗА ПРОЕКТИРАНЕ НА ХИДРОЕЛЕВАТОР ЗА ВОДООТЛИВНИ УРЕДБИ НА ПОДЗЕМНИ РУДНИЦИ

Илия Йочев

„Рудметал” АД, 4960 гр. Рудозем

РЕЗЮМЕ: В доклада е изложена и анализирана съществуваща методика за проектиране на хидроелеваторни устройства (наричани още струйни помпи). Проектиран и изработен е хидроелеватор за конкретни данни. Извършени са изпитания в реални производствени условия. Установени са зависимости между основни геометрични параметри на устройството и работните му характеристики. На база на получените резултати са направени препоръки за отстраняване на недостатъците на съществуващата методика за проектиране. Направени са изводи за ефективното приложение на хидроелеваторите във водоотливните уредби на подземните рудници.

EXPERIMENTAL RESEARCH AND OPTIMIZATION OF THE TECHNIQUES ABOUT DESIGNING THE JET PUMP FOR WATERTIDE INSTALLATION OF UNDERGROUND MINES

Iliia Iochev

„Rudmetal” AD, 4960 Rudozem, Bulgaria

ABSTRACT. In the report the method for designing jet pumps is rearranged. Then it has been analysed. The project is made and the pump is then made jet is appointed for concrete conditions. Tests in real industrial conditions are lead. It is established that some geometrical parameters of the jet pump, very much strongly influence its performance data. On the basis of the received results, are made conclusions about improvement of a method designing. Are made conclusions about effective application of jet pumps on watertide installation of underground mines.

Въведение

Хидроелеваторите, наричани още струйни помпи, намират приложение в подземните рудници в качеството на забойни помпи, помпи за зумпфов водоотлив или при отводняване на наводнени хоризонти. Едно безспорно тяхно предимство е качеството им да увеличават смукателната височина на турбопомпи. По този начин при нормални стойности около 6 м, е възможно да бъдат постигнати стойности на този параметър 80 – 100м.

Действието на струйните помпи се основава на преобразуването на потенциалната енергия в кинетична и обратно при преминаването на водата последователно през свиващи се и разширяващи се дюзи.

В хидроелеваторите водата се подава под голямо налягане по тръбата 1 (фиг. 1), след това през стесняващото сопло 2 с дюза и с висока скорост постъпва в смесителната камера 3.

Съгласно уравнението на Бернули за идеалната течност, (Пак и др., 1959), сборът от специфичната потенциална енергия и специфичната кинетична енергия е постоянен и равен на пълния напор – зависимост (1).

Поради рязкото увеличаване на скоростта v в дюзата при постоянен пълен напор H , налягането p в смесителната камера намалява и става по – малко от

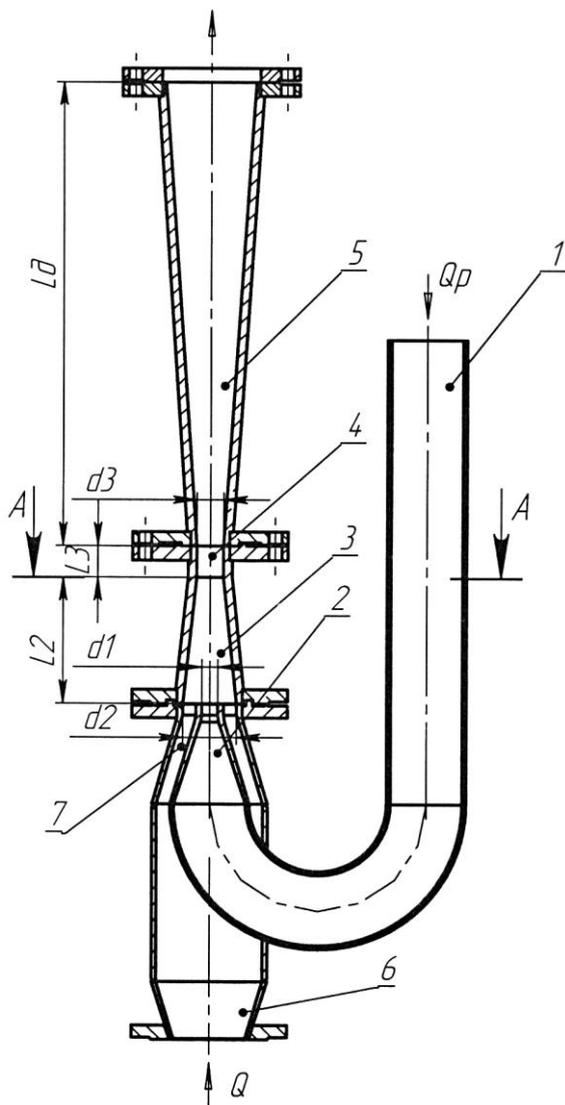
$$H = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = const. \quad (1)$$

атмосферното. При това водата от кладенеца посредством смукателната тръба 6 се засмуква в смесителната камера, където се извършва смесването на потоците. Работният поток отдава част от енергията си на водата постъпваща от кладенеца. По-нататък смесения поток през гърловината 4 постъпва в дифузора 5.

Соплото 2 с дюзата служи за преобразуване на енергията на налягане в скоростен напор. В смесителната камера енергията на работния поток се предава на засмуканата вода. Гърловината 4 играе важна роля за равномерното запълване на дифузора. Нейните форма, геометрични размери и разположение спрямо соплото оказват силно влияние върху работата на хидроелеватора. Дифузортът служи за преобразуване на кинетичната енергия на течността в потенциална енергия на налягане.

Освен споменатите предимства на хидроелеваторите трябва да добавим факта, че липсват движещи се и следователно бързоизносващи се части.

Тези устройства са в състояние да работят надеждно дори при силно замърсени течности и често се прилагат



Фиг. 1. Хидроелеватор: 1- нагнетателна тръба на работния поток, 2-сопло с дюза, 3 – смесителна камера, 4 – гърловина, 5-дифузор, 6 -смукателен тръбопровод, 7- приемна камера

като съоръжения за почистване на зумпфове от ситен скален и руден материал с размери на частиците до 2 - 3 mm.

Засмукването на въздух при изчерпване на водата в смукателния кладенец по никакъв начин не може да повреди устройството.

Основен недостатък, който ограничава широкото приложение на струйните помпи, е техният нисък КПД. Според един литературен източник (Пак и др., 1959) стойностите на КПД са в границите 0.17 – 0.2, а според друг (Веселов 1956) – 0.2 – 0.35.

Очевидно тези стойности са ниски и си заслужава да бъде решена една задача свързана с изясняване на условията, при които те са максимални.

На база на съществуваща методика за проектиране (Веселов 1956) е проектиран и изработен хидроелеватор с възможност за вариране с площта на сечението на смесителната камера (респ. сечението на гърловината) в сечение А – А . По този начин съществува възможност за промяна на отношението на площта на това сечение и площта на напречното сечение на дюзата. Опитно ще бъде потърсена връзка между това отношение и КПД на хидроелеватора.

Методиката за проектиране на хидроелеватор

Същност на методиката

Зависимостите 2 – 17 по същество представляват методика за проектиране на хидроелеваторно устройство, която е изложена във Веселов 1956.

Пълният напор на хидроелеватора се определя със зависимостта (фиг. 1):

$$H = H_z + h_1 + h_2, m \quad (2)$$

където H_z е геодезичната височина, m;

h_1 - загубите в нагнетателния тръбопровод, m;

h_2 - загубите в дифузора, m .

По експериментални данни $h_2 = (0.2 \div 0.3)H_z$, а h_1 може да се изчисли по известни зависимости за определяне на загуби в нагнетателен тръбопровод или да се приеме: $h_1 = (0.06 \div 0.10)H_z$.

Необходимият работен напор в соплото с дюзата се определя по зависимостта:

$$H_p = (3 \div 3.5)(H - h_2), m \quad (3)$$

Необходимият работен дебит изтичащ от дюзата се определя съгласно следното уравнение:

$$Q_p = (1.7 \div 2)Q, m^3/h \quad (4)$$

където Q е производителността на хидроелеватора, m^3/h .

Скоростта на работната вода на изхода на дюзата ще бъде:

$$v_1 = 4.43\sqrt{H_p}, m/s \quad (5)$$

За диаметъра на дюзата се получава:

$$d_1 = 0.019 \sqrt{\frac{Q_p}{v_1}}, m \quad (6)$$

Скоростта на водата в гърловината ще бъде:

$$v_2 = 4.43\sqrt{H}, m/s \quad (7)$$

Диаметърът на гърловината се определя по зависимостта :

$$d_3 = 0.019 \sqrt{\frac{Q_3}{v_2}}, m \quad (8)$$

където Q_3 е разходът на вода през гърловината и се определя по уравнението:

$$Q_3 = Q + Q_p, m^3/h \quad (9)$$

Зависимостта между диаметра на гърловината и този на дюзата трябва да удовлетворява условието:

$$d_3 \cong 1,8 \cdot d_1, m \quad (10)$$

Дължината на гърловината се определя съгласно зависимостта:

$$l_3 = 1,2 \cdot d_3, m \quad (11)$$

Малкият диаметър на дифузора е равен на диаметъра на гърловината, а големият – на диаметъра на нагнетателния тръбопровод D_3 . Скоростта на водата в този тръбопровод v_d трябва да е границите 1,5 – 2,5 m/s, а с цел намаляване на загубите, ъгълът на разкриване на дифузора α_d (ъгъл на конуса) се приема в границите 6 – 10°.

Дължината на дифузора се определя съгласно зависимостта:

$$l_d = \frac{D_3 - d_3}{2tg \frac{\alpha_d}{2}}, m \quad (12)$$

Скоростта на засмукваната вода в кръговото пространство на смесителната камера се приема в границите $v_2 \leq 3m/s$.

Площта на пръстеновидното пространство около дюзата (площта, през която преминава засмуканото количество вода Q) ще се определи като:

$$f_2 = \frac{Q}{v_2}, m^2 \quad (13)$$

Площта на напречното сечение на дюзата (площта, от която изтича работното количество вода Q_p) се определя съгласно израза:

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}, m^2 \quad (14)$$

За нискоразположения диаметър d_2 на смесителната камера получаваме:

$$d_2 = 1,13 \sqrt{f_1 + f_2}, m \quad (15)$$

Другият диаметър на смесителната камера е равен на диаметъра на гърловината d_3 .

Дължината на смесителната камера се определя съгласно зависимостта:

$$l_2 = 4,75(d_2 - d_3), m \quad (16)$$

Коефициентът на полезно действие на хидроелеватора е отношение между полезната енергия на течността към вложената такава:

$$\eta = \frac{(H_2 + h_1)Q}{Q_p \cdot H_p} \quad (17)$$

Анализ на методиката

Както вече беше споменато, формата и геометричните размери на гърловината, както и разположението ѝ спрямо соплото оказват силно влияние върху работата на хидроелеватора.

Зависимостите (5) и (7) са получени като е преобразувано уравнението на Торичели (Генчев и др., 1971) за скорост на изтичане от съдове:

$$v = \varphi \sqrt{2 \cdot g \cdot H}, m/s \quad (18)$$

Като изнесем 2 · g пред квадратния корен получаваме:

$$v = \varphi \cdot 4,43 \sqrt{H}, m/s \quad (19)$$

където g е земното ускорение, m/s^2 ;
 φ - скоростният коефициент.

Според (Генчев и др., 1971):

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}} \quad (20)$$

където α е коефициентът на кинетичната енергия;

ξ - коефициентът на местното съпротивление на отвора, през който изтича течността.

Също според (Генчев и др., 1971) стойностите на скоростния коефициент φ варират в сравнително широки граници - $\varphi = 0,80 \div 0,97$ и зависят от доста фактори като характера на течението (ламинарно или турбулентно), формата на отвора на изтичане, начина на скосяване на ръбовете на отвора, число на Рейнолдс и др.

Следователно авторът на методиката за проектиране на хидроелеватор с голямо приближение е приел стойността на коефициента $\varphi = 1$.

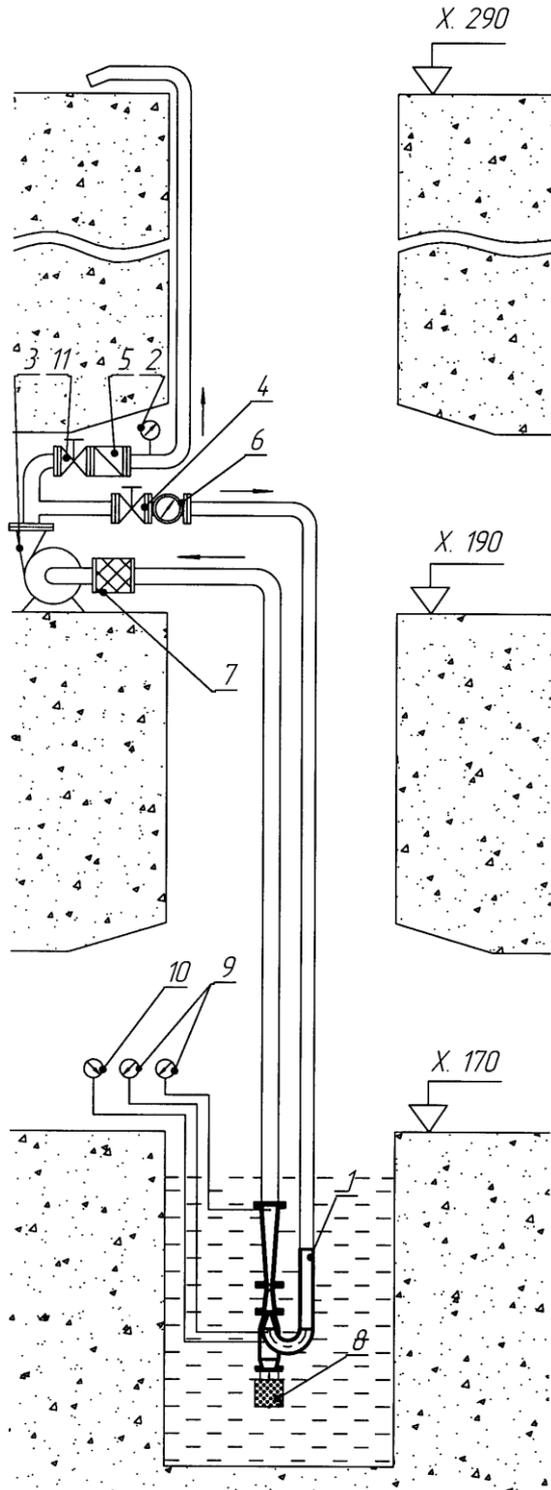
Освен това от зависимостите (3) – (6) се вижда, че стойностите за диаметъра на дюзата се получават в широк диапазон в зависимост от приетите стойности на Q_p и H_p . Дебитите на изтичащата през отворите вода зависят още от коефициентите на дебита μ , на контракция ε и скоростния коефициент и само в идеалния случай имат вида като съответните зависимости от методиката.

Всички изброени обстоятелства до тук показват, че за два основни елемента – гърловината и дюзата, се получават доста неточни резултати. Това от своя страна влияе върху ефективността на работа на хидроелеватора. Опитно ще търсим влиянието на отношението „f” между

площите на напречните сечения на тези два елемента върху КПД на устройството.

Опитна постановка и резултати от експеримента

На фиг. 2 е показан начина на свързване на помпа и хидроелеватор, техническите характеристики на които са обобщени в табл. 1.



Фиг. 2. Съвместна работа на хидроелеватор и помпа:
1-хидроелеватор, 2- манометър, 3- помпа „ЦНС 180/170,
4 – кран, 5 – обратен клапан, 6 - разходомер, 7- филтър,
8- смукателен кош с клапан, 9- манометри, 10 – вакууммер,
11 – кран.

Таблица 1.

Техническа характеристика на хидроелеватор и помпа предназначени за съвместна работа

Параметър	Производителност , m ³ /h		Напор, м в.ст.	
	Работен дебит	Производителност	Геодез височина	Работен напор
Хидроелеватор	70	35	35	134
Помпа	180		170	

Трябва да бъде уточнено, че съоръженията са монтирани в шахта „Голям палас“ гр. Рудозем. Целта е да се реши проблема, възникнал във връзка с честите аварии на помпите тип „11 ПВ 25Х5“ използвани за зумпфов водоотлив. Причините за честите аварии е съставът на изчерпаната вода, а именно голямото съдържание на скални и рудни късове. С предложената схема са постигнати следните предимства:

- Възможност за работа с вода с високо съдържание на абразивни частици;
- Запазване на голям водосборен обем (целия обем до хор. 190), поради възможността за засмукване на вода от помпата от голяма дълбочина, равна на геодезичния напор на хидроелеватора;
- Висока експлоатационна сигурност.

Изпитванията са извършени съгласно методика изложена в Грозев и Обретенов (1985).

Фиг. 2 отразява нормалната работа на съоръженията в режим на водоотлив. Специално за експеримента са извършени промени, при които помпата „ЦНС 180/170“ засмуква вода от шахтата, а не от хидроелеватора.

Работният дебит се измерва посредством разходомер 6 (водомер), а производителността на хидроелеватора се измерва посредством изпомпване на предварително оразмерен обем за единица време.

За измерване на наляганията в характерни сечения са монтирани следните уреди:

- Манометър – на входа на дюзата;
- Манометър – на изхода от дифузора;
- Вакууммер - на входа на приемната камера.

Параметрите на помпата (ЦНС 180/170) се регулират чрез шибъри 4 и 11.

Хидроелеваторът е изработен с диаметър на дюзата 22mm и четири различни смесителни камери с гърловини и дифузори комплект, които се различават по диаметъра на гърловините (ф31, ф38, ф44, ф49), като изчислителната стойност по методиката е ф38mm.

По този начин осигуряваме отношения „ f “ на площите на напречните сечения на гърловините към това на дюзата на съответно 2, 3, 4, 5.

В израза (17) сумата $H_e + h_1$ представлява полезния напор, който се определя като разлика между специфичната енергия на течението на изхода на дифузора и входа на приемната камера. Определя се съгласно зависимостта:

$$H_{\Pi} = M_{\Pi} + V + H_{СК}, m \quad (21)$$

където M_{Π} , m е показанието на манометъра на изхода

от дифузора;

V , m - показанието на вакууммера на входа на приемната камера;

$$H_{CK} = \frac{v_D^2 - v_2^2}{2g}, m - \text{скоростният полезен напор};$$

$$v_D = \frac{Q_3}{S_{D.G}}, m/s - \text{средната скорост на течението на}$$

изхода на дифузора;

$S_{D.G}, m^2$ - площта на напречното сечение на изхода на дифузора (при диаметър D_3);

$$v_2 = \frac{Q}{f_2} m/s - \text{средната скорост на течението на}$$

входа на приемната камера.

Работният напор е разликата между специфичната енергия на входа на дюзата и изхода от дифузора. Необходимите стойности се определят съгласно израза:

$$H_P = M_{D3} - M_D + H_{CK2}, m \quad (22)$$

където M_{D3}, m е показанието на манометъра на входа на дюзата;

M_D, m е показанието на манометъра на изхода от дифузора;

$$H_{CK2} = \frac{v_{D3}^2 - v_D^2}{2g}, m - \text{скоростният (динамичният) напор};$$

$$v_{D3} = \frac{Q_P}{f_{D3}} m/s - \text{средната скорост на течението на}$$

входа на дюзата;

f_{D3}, m^2 - площта на напречното сечение на входа на дюзата (в случая площта на сечението на тръбопровода на работния поток)

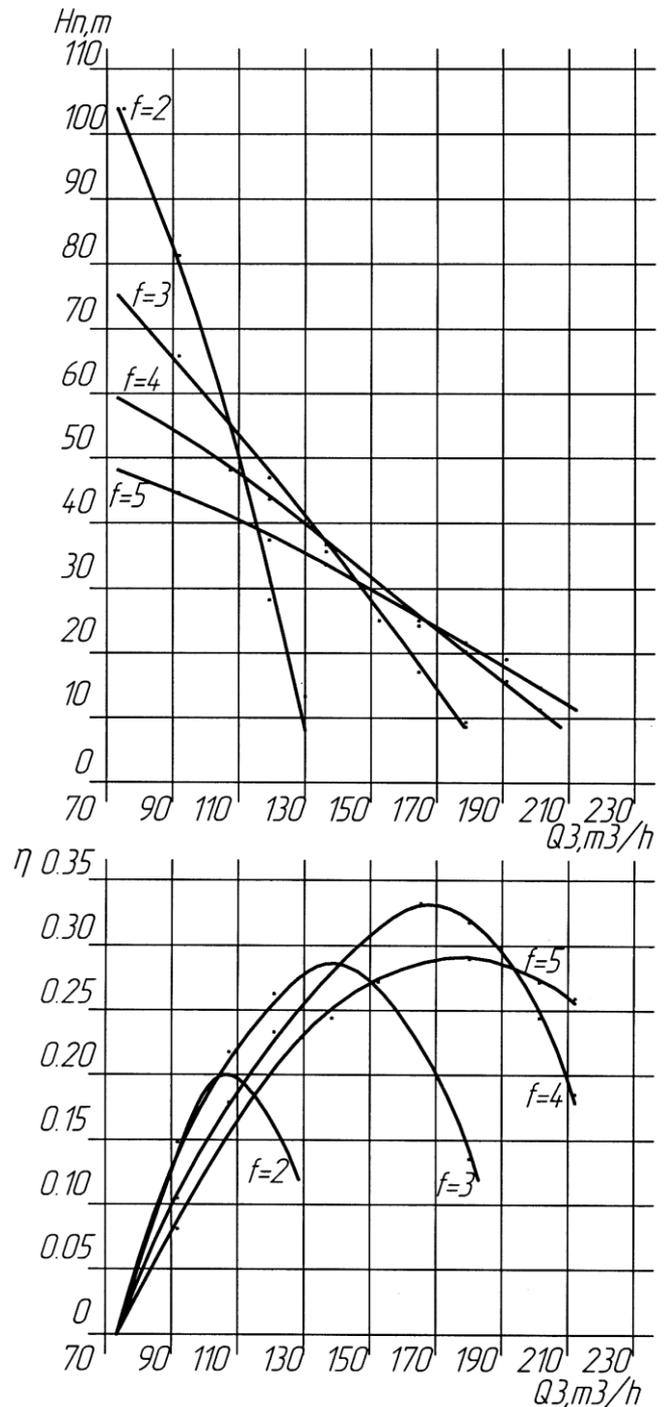
След извършените измервания и определянето на стойностите на работния дебит, полезния дебит (производителността), работния напор и полезния напор са построени работните характеристики изразяващи в графичен вид зависимостите - $\eta = f(Q_3)$ и

$$H_{II} = f(Q_3) - \text{фиг. 3.}$$

От графиките се вижда, че с увеличаване на отношението „ f “ на площите на напречните сечения на гърловините към това на дюзата се намалява полезния напор, но се увеличава сумарния дебит Q_3 за сметка на увеличаване на производителността Q на хидроелеватора.

С увеличаване на отношението „ f “ от 2 до 4, нараства КПД на хидроелеватора. При увеличаване на този параметър от 4 на 5 КПД спада, при значително намаляване на полезния напор.

Най-висока стойност на КПД – 0.33 на хидроелеватора се получава при „ f “ = 4.



Фиг. 3. Работни характеристики на хидроелеватор

Изводи

Поради ниския КПД на хидроелеваторите, тяхното приложение в минната промишленост е целесъобразно след изчерпване на възможностите на другите технически средства.

Поради своите предимства – просто устройство, лесно изработване и възможност за работа с абразивни течности, хидроелеваторите намират приложение основно в следните случаи:

- при отводняване на наводнени рудници и хоризонти;
- при зумпфов водоотлив;
- при необходимост от увеличаване до 80 – 100m на смукателната височина на турбопомпи.

Проектирането на хидроелеватор може да се извърши въз основа на методиката изложена в настоящия доклад, като максимален КПД се получава при отношение на площта на напречното сечение на гърловината към това на дюзата четири.

Също с цел постигане на максимален КПД на хидроелеватора, в зависимостите (3) и (4) е необходимо да се използват ниските стойности на числовите коефициенти.

Литература

Веселов А. И. 1956.

Рудничный водоотлив. Свердловск, Государственное научно-техническое издательство литературы по черной и цветной металлургии, Свердловское отделение.

Генчев Г., Г. Влайковски, К. Варсамов, К. Кузов, Т. Чакъров. 1971.

Ръководство за упражнения по хидравлика, хидравлични машини и хидродинамика. С., Техника, 239-247с.

Грозев Г., В. Обретенов. 1985.

Ръководство за лабораторни упражнения, по водни турбини, помпи и вентилатори. С., Техника, 137-143с.

Пак В. С., В. Г. Гейер. 1959.

Руднични вентилаторни и водоотливни уредби. С., Техника, 12, 329 с.

Препоръчана за публикуване
от катедра "Механизация на мините", МЕМФ