

6
А 66

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УЗБЕКСКОЙ ССР**
ТАШКЕНТСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Мирсаидов Гайрат Мирахимович

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС
С ДИАМЕТРАЛЬНЫМ ВЕНТИЛЯТОРОМ ПРИ
РАСПРЕДЕЛЕНИИ ВОЗДУХА ПО ГОРНЫМ
ВЫРАБОТКАМ**

**Специальность 05.15.02—Подземная разработка и
эксплуатация угольных, рудных и нерудных
месторождений**

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Ташкент—1972

+

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УЗБЕКСКОЙ ССР
ТАШКЕНТСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

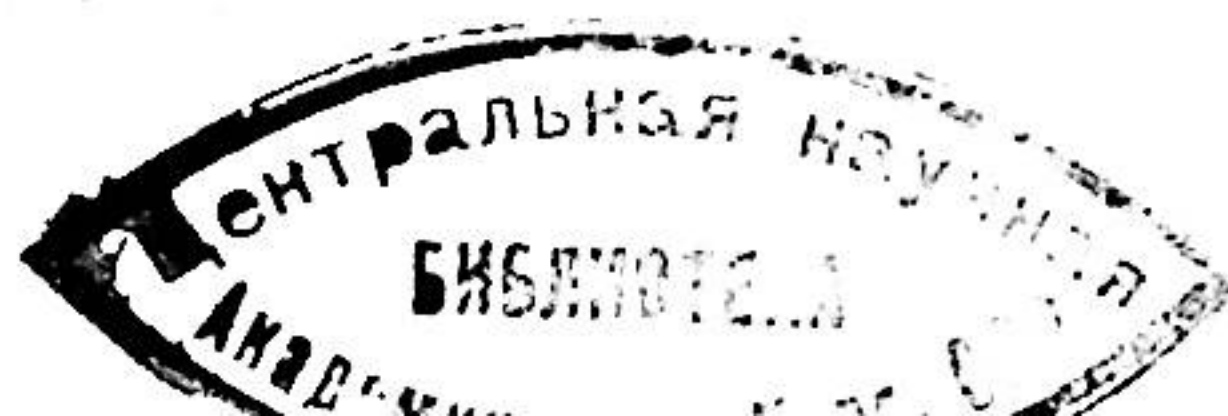
Мирсаидов Гайрат Мирахимович

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС
С ДИАМЕТРАЛЬНЫМ ВЕНТИЛЯТОРОМ ПРИ
РАСПРЕДЕЛЕНИИ ВОЗДУХА ПО ГОРНЫМ
ВЫРАБОТКАМ

Специальность 05.15.02—Подземная разработка и
эксплуатация угольных, рудных и нерудных
месторождений

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Ташкент—1972



Постоянное улучшение санитарно-гигиенических условий труда горнорабочих в Советском Союзе рассматривается как одна из важных государственных задач. Одним из основных факторов, обеспечивающих нормальные условия на рабочих местах горнорабочих, является деятельное проветривание подземных выработок.

Правильная организация проветривания шахт зависит не только от подачи в них необходимых количеств свежего воздуха, но и от соответствующего распределения его дебитов по вентиляционной сети с помощью различных средств. Многие применяемые известные в настоящее время вентиляционные средства, часто не обеспечивают надлежащего распределения воздуха по выработкам. Поэтому совершенствование существующих и изыскание принципиально новых средств воздухораспределения по выработкам является актуальной задачей для горной промышленности.

В Советском Союзе значительное внимание исследованиям средств воздухораспределения и регулированию уделили академик А.А.Скочинский, чл.-корр.АН УССР Ф.А.Абрамов, доктора технических наук В.Б.Комаров, П.И.Мустель, А.Ф.Милентич, С.И.Дуговский, К.З.Ушаков, А.В.Бойко, И.И.Медведев, В.А.Ярцев, А.Д.Багриновский, С.В.Цой, Н.Ф.Гращенков, кандидаты технических наук А.И.Ксенофонтова, А.А.Харев, М.А.Патрушев, Я.З.Бухман, С.Ф.Шепелев, Г.А.Пичида, Г.Е.Грецингер, Г.А.Шевелев и др.

Одним из новых и перспективных средств распределения воздуха в условиях подземных горных выработок являются воздушные завесы, предложенные ИГД АН КазССР (С.Ф.Шепелев, С.В.Цой, К.Ф.Бойко). Они создают благоприятные условия беспрепятственного и с высокой скоростью движения шахтного транспорта, что увеличивает его производительность и исключает аварии при установке воздухорегулирующих средств.

Горная промышленность не располагает достаточным опытом применения воздушных завес. Конструкции предложенных установок завес, включающих клиновидное приспособление для равномерной раздачи воздуха по всей длине щели, воздуховод 10-15 м длины и вентилятор, являются в известной степени громоздкими.

В установке значительные потери напора при работе завес, как воздухорегулирующего средства, основаны на полуэмпириче-

ских зависимостях.

В целях устранения указанных недостатков нами предлагается использовать для создания воздушных завес диаметральный вентилятор, над теоретической и конструктивной разработкой которого длительное время ведутся работы в ТашПИ. Такой вентилятор, как показали наши исследования, обладает высоким коэффициентом напора H и производительности Q . Конструктивно он может быть выполнен с шириной рабочего колеса, равной высоте выработки в месте установки завесы.

Целью настоящей работы были определение оптимальных конструктивных и аэродинамических параметров диаметрального вентилятора для создания воздушных завес и изыскание более совершенной методики расчета завес как воздухорегулирующего средства в горных выработках.

В своих исследованиях нами использован комплексный метод, включающий аналитический расчет, графический анализ, постановку экспериментов на моделях в лабораторных условиях и опыты и апробацию на производстве.

Материалом для настоящей работы послужили результаты исследований автора в течение 6 лет в Ташкентском политехническом институте, ИГД АН КазССР и на шахте № 9 комбината "Сред-азуголь".

Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, выводов и предложений производству, списка использованной литературы и приложений.

Введение дает общее представление о работе.

Первая глава посвящена краткой критической оценке существующих средств воздухорегуляции в горных выработках и обоснованию целесообразности использования воздушных завес с диаметральным вентилятором для этих целей. В ней рассматриваются основные применяемые на практике средства отрицательного, положительного и комбинированного способов регулирования, проводятся их достоинства и недостатки. В результате анализа литературных данных и практики эксплуатации современных средств регулирования в горных выработках сделаны следующие выводы:

1. Наиболее распространенным в практике является отрицательный способ регулирования.

2. Применяющиеся средства отрицательного способа регулирования имеют ряд существенных недостатков, влияющих на эффективность их действия, простоту обслуживания и безопасность их эксплуатации.

3. Принципиально новым и перспективным средством регулирования с точки зрения автоматизации управления проветриванием являются воздушные завесы.

4. В качестве компактной и эффективной установки воздушной завесы может быть использован диаметральный вентилятор.

5. Отсутствие опыта применения диаметрального вентилятора для создания воздушных завес, как средства регулирования воздуха по горным выработкам, и методики их расчета при этом требует специальных теоретических и экспериментальных исследований.

Во второй главе излагаются разработанные автором теоретические основы расчета диаметрального вентилятора для воздушных завес. Вначале даются физические основы рабочего процесса, критический обзор литературных данных по исследованию такого вентилятора, затем выводится основное уравнение напора диаметрального вентилятора, приводится теоретическая характеристика и зависимости для подсчета потерь.

Изобретателем диаметрального вентилятора, по свидетельству А.Иринга и Ч.Инеса, является П.Мортъе. Такие вентиляторы использовались на шахтах в качестве главных. Вскоре они были заменены более совершенными центробежными вентиляторами. Попытки их усовершенствовать предпринимались неоднократно. Но они не были удачными главным образом потому, что не удавалось получить одновременно хороших конструктивных форм и высоких К.П.Д.

Изучению диаметральных вентиляторов посвящены работы зарубежных ученых Р.Костера, Б.Экка, А.Иринга, Ч.Инеса, Де Фриза и др., а также советских А.Г.Бычкова, А.Г.Коровкина, С.Н.Боева и др.

Несмотря на то, что в настоящее время создан ряд конст-

ружий диаметральных вентиляторов для различных целей, теория рабочего процесса этого типа машин, как показывает анализ литературных данных, пока что достаточно не разработана. Приводимые в литературе результаты экспериментальных исследований зачастую довольно противоречивы.

Принципиальная схема диаметрального вентилятора показана на рис. 1. Рабочее колесо I с торцевых сторон закрыто двумя лобовинами 2, с боков вплотную схватывается кожухом 3, переходящим вместе с лобовинами в диффузор 4.

При работе вентилятора воздушный поток движется через рабочее колесо в поперечном направлении, пересекая вращающуюся решетку его лопастей дважды — при входе в рабочее колесо (пересекается первая решетка) и при выходе из него (пересекается вторая решетка).

Основное уравнение теоретического напора для идеального диаметрального вентилятора получено из рассмотрения двухкратного прохождения потока через вращающуюся решетку лопастей рабочего колеса. Это уравнение имеет вид:

$$H_{T\infty} = \rho [-(u_1 C_{1u} v_x - u_2 C_{2u} v_x) + (u_2 C_{2u} v_{yx} - u_1 C_{1u} v_{yx})] \quad (1)$$

где $H_{T\infty}$ — теоретический напор, развиваемый вентилятором, дж/кг;

ρ — плотность воздуха, кг/м³;

u_1, u_2 — окружные скорости соответственно на внутреннем и наружном радиусах рабочего колеса, м/сек;

$C_{1u} v_{yx}; C_{2u} v_{yx}$ — тангенциальные составляющие абсолютной скорости при входе в межлопаточные каналы второй решетки лопастей и выходе из них, м/сек;

$C_{1u} v_x; C_{2u} v_x$ — тангенциальные составляющие абсолютной скорости при входе и межлопаточные каналы первой решетки лопастей и при выходе из них, м/сек.

В уравнение (1) выражение $\rho(u_2 C_{2u} v_{yx} - u_1 C_{1u} v_{yx})$ представляет напор, развиваемый второй решеткой, а

$\rho(u_1 C_{1u} v_x - u_2 C_{2u} v_x)$ — первой.

После преобразований было найдено следующее уравнение теоретического напора в удобном для его анализа виде:

$$H_{T\infty} = \frac{C_{2v}^2 - C_{1v}^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{W_{2v}^2 - W_{1v}^2}{2} - \frac{C_{1v}^2 - C_{2v}^2}{2} - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{W_{1v}^2 - W_{2v}^2}{2} \quad (2)$$

Здесь $C_{1v} v_{yx}; C_{2v} v_{yx}$ — абсолютные скорости потока при входе в межлопаточные каналы второй решетки и при выходе из них, м/сек;

$C_{2v} v_x; C_{1v} v_x$ — то же, при входе в межлопаточные каналы первой решетки и выходе из них, м/сек;

$W_{2v}; W_{1v}; W_{2v} v_{yx}; W_{1v} v_{yx}$ — относительные скорости потока соответственно при входе в межлопаточные каналы первой и второй решеток и выходе из них.

Теоретическая производительность диаметрального вентилятора определяется произведением величин радиальной скорости потока воздуха на соответствующее живое сечение колеса.

Теоретическая производительность вентилятора, вычисленная по первой решетке

$$Q_T' = C_{1r} v_x \cdot \pi d_1 \cdot b \psi' \quad (3)$$

вычисленная по второй решетке

$$Q_T'' = C_{2r} v_{yx} \cdot \pi d_2 \cdot b \psi'' \quad (4)$$

где $C_{1 \times b_{1x}}$ - радиальная скорость потока на выходе из первой решетки, м/сек;
 $C_{2 \times b_{2x}}$ - то же, из второй решетки, м/сек;
 $d_1; d_2$ - соответственно внутренний и внешний диаметры рабочего колеса, м;
 $\psi'; \psi''$ - часть окружности колеса, занимаемой первой и второй решетками.

Из условия неразрывности потока следует

$$Q'_T = Q''_T = Q_T,$$

где Q_T - теоретическая производительность вентилятора, м³/сек.

В работе дается вывод теоретической характеристики диаметраляного вентилятора в виде уравнения, устанавливающего связь между теоретическим напором $H_{T\infty}$ и теоретической производительностью Q_T вентилятора

$$H_{T\infty} = 2(U_2^2 - U_1^2) + U_2 \frac{C \tan \beta_2 (\psi' - \psi'')}{\pi d_2 b \psi' \psi''} \cdot Q_T, \quad (5)$$

где β_2 - угол между окружной и относительной скоростями на выходе потока из второй решетки, градус.

На основе анализа уравнения (5) сделаны выводы, основными из которых являются:

1. Между теоретическим напором $H_{T\infty}$ и производительностью Q_T существует линейная зависимость.

2. Прямая пересекает ось ординат на высоте $2(U_2^2 - U_1^2)$ что значительно меньше, чем у центробежных вентиляторов; при этом следует ожидать меньшую мощность, потребляемую диаметральным вентилятором при нулевой и близкой к ней производительностях.

3. При одних и тех же углах выхода потока у центробежного и диаметраляного вентиляторов теоретические характеристики последних имеют более пологий наклон.

Получено уравнение, определяющее влияние конечного чис-

ла лопаток на напоре развиваемым диаметральным вентилятором.

Подведенная к вентилятору энергия затрачивается на создание напора и расхода, а также на покрытие неизбежных потерь, сопровождающих процесс передачи энергии потоку. В силу этого энергия потока на выходе из вентилятора, равная произведению действительных величин Q и H , оказывается существенно меньше того количества энергии, которое было подведено к вентилятору от двигателя. В работе сделана попытка приблизительно оценить влияние конструктивных элементов диаметраляного вентилятора на характер и величину потерь в его проточной части. Был получен ряд зависимостей для определения потерь напора, на трение в межлопаточные каналы рабочего колеса, при выводе из него потока, в диффузоре, на удар воздушного потока о решетки рабочего колеса, в направляющем аппарате, потерь объемных, на трение колеса вентилятора о воздух, в подшипниках. Эти зависимости были нами в дальнейшем использованы для построения расчетной характеристики рассматриваемого вентилятора.

В заключение главы делаются следующие основные выводы:

1. Производительность диаметраляного вентилятора пропорциональна ширине рабочего колеса,

2. Между теоретическими производительностью и напором, развиваемыми вентилятором, существует линейная зависимость.

3. При равных углах выхода центробежных и диаметраляных вентиляторов индивидуальные теоретические характеристики последних имеют более пологий характер.

4. На характеристику диаметраляного вентилятора влияют углы выхода из первой и второй решеток.

5. Отношение внутреннего диаметра рабочего колеса к наружному лежит в пределах 0,8÷0,85.

6. Потери в диаметраляном вентиляторе рекомендуется определять по выведенным нами зависимостям.

В третьей главе дается обоснование методики и результаты экспериментальных исследований диаметраляного вентилятора для воздушных завес.

В силу чрезвычайно сложного характера течения потока в

диаметральном вентиляторе в настоящее время не представляется чисто теоретически установить те наивыгоднейшие соотношения в геометрии проточной части вентилятора, которые сделали бы возможным получить заданные параметры при оптимальных значениях КПД. Это и другие затруднения придают большое значение экспериментальным исследованиям. Главной задачей экспериментальных исследований было вскрыть основные закономерности рабочего процесса диаметрального вентилятора и установить зависимости между его наиболее характерными параметрами. Такие исследования проводились в гидротомке и на моделях вентиляторов с соблюдением соответствующих критериев моделирования, порядка постановки опытов и обработки данных замеров.

Проведенные исследования моделей диаметральных вентиляторов в гидротомке позволили предопределить его конструктивные формы и послужили отправным пунктом для дальнейшего экспериментального изучения аэродинамики на моделях с использованием в качестве среды воздух.

В процессе аэродинамических исследований изучалось влияние конструктивных форм отдельных элементов проточной части и направляющего аппарата на характеристику вентиляторов.

При экспериментировании на гидротомке было сделано значительное количество фотографий, визуально характеризующие изучаемый процесс, а при аэродинамических исследованиях получена индивидуальная характеристика. Фотографии и чертежи приводятся в работе.

В конце главы приводится сравнение экспериментальных характеристик диаметрального вентилятора с расчетными. Оно показывает, что выведенная нами теоретическая характеристика с вычетом всех потерь удовлетворительно согласуется с экспериментальной.

В заключении отмечается, что такое совпадение теоретических и экспериментальных данных позволяет рекомендовать для конкретного использования, разработанный нами аналитический метод расчета параметров диаметральных вентиляторов для воздушных завес.

В четвертой главе приводятся обоснование методики и результаты экспериментальных исследований эффективности действия воздушной завесы по перераспределению воздуха в выработке, создаваемой диаметральным вентилятором.

Вначале дается обзор известных методик расчета воздушных завес, разработанных для условий их установки в промышленных сооружениях. Эти методики предложены видными советскими учеными Г.Н.Абрамовичем, И.А.Шепелевым, В.В.Батуриным, С.Е.Бутаковым, Ю.В.Ивановым, В.М.Эльтерманом и др. Сравнение данных подсчетов по этим методикам показывает, что они не дают согласующихся результатов. Это и то, что они разработаны для эксплуатации воздушных завес в нестесненных условиях не позволяет их использовать для расчета завес в случае их использования в горных выработках для целей регулирования воздушораспределения. Затем отмечается, что работа воздушных завес для указанных целей изучалась С.Ф.Шепелевым, С.В.Цоем и К.Ф.Божко при встречном и *спутном* взаимодействии потоков. Эти исследователи предложили методики расчета по полуэмпирическим зависимостям или номограммам, их заменяющих.

Для изучения эффективности действия завесы с диаметральной вентилятором был выбран метод исследования на моделях. Эксперименты проводились в автомоделльной области, на моделях одно- и двухпутевых горных выработок 1/10 натуральной величины из оргстекла. Модель состояла из главного вентилятора, выработок и диаметрального вентилятора завесы. Главный вентилятор использовался для подачи воздуха в модель. Подача воздуха регулировалась задвижкой, а для выравнивания потока использовалась решетка. Выработки имели прямоугольную форму, подвижная ответвляющаяся отходила под углом 45° от основной. Сопротивление параллельно разветвляющихся выработок регулировалось шиберами. Для постановки воздушной завесы применялся диаметральный вентилятор, дебит которого изменялся поворотом ЗНА или переменной числа оборотов двигателя. Придание струе завесы необходимого направления относительно оси выработки производилось изменением положения диффузора диаметрального вентилятора. Модель обеспечивала достаточные размеры входного, началь-

ного, рабочего и выводного участков. При исследованиях использовались два вентилятора с диаметром рабочих колес 100 и 200 мм и их шириной 220 мм.

Распределение воздуха при работе завесы и количество протекающего его по подводной выработке определялось через замер скоростей в соответствующих сечениях и приведением полученных данных к стандартным условиям. Эксперименты проводились при трех режимах работы вентиляторов завесы при углах взаимодействия струи завесы и потока воздуха в выработке 0, 30, 45 и 60°. Полученные данные в дальнейшем использовались для сравнения с результатами теоретических изысканий, а также с получаемыми по методикам С.Ф.Шепелева, С.Цоя и К.Ф.Божко.

В пятой главе излагается разработанный нами графоаналитический метод расчета и результаты обобщения экспериментальных данных эффективности действия воздушных завес.

Графоаналитический метод разработан применительно к перераспределению в параллельных горных выработках.

Естественное распределение воздуха по параллельным ветвям при известных сопротивлениях выработок R_1 и R_2 и депрессии h будет определяться из соотношения

$$h = R_1 Q_1^2 = R_2 Q_2^2 \quad (6)$$

где Q_1 и Q_2 — количество воздуха протекающего соответственно в ослабляемой и усиливаемой выработках до установки воздушной завесы, м³/сек.

Это распределение можно представить графически в координатах $Q-h$ (рис.2).

Для увеличения количества воздуха от Q_2 до Q_2' необходимо повысить сопротивление выработки с R_1 до R_1' . Это сопротивление создается воздушной завесой, струя которой уменьшает живое сечение выработки с ослабляемым потоком воздуха.

Если сопротивление воздушной завесы было бы заменено эквивалентным сопротивлением типа вентиляционного окна то общее количество воздуха Q_0 , протекающее по подводной выработке, уменьшалось бы до значения Q_0' .

Но экспериментами на моделях и в производственных условиях было установлено, что при работе воздушных завес с углом встречи струи и потока в пределах 30-60° Q_0 увеличивалась всего до 6%, поскольку диаметральный вентилятор часть затрачиваемой энергии расходует в помощь главному вентилятору и действует как положительное средство регулирования. Поэтому учитывая, что указанные выше углы взаимодействия являются оптимальными, для простоты решения задачи с приемлемой для практики точностью принимается количество воздуха в подводной выработке неизменным при работе завесы с диаметральный вентилятором при изменении сопротивления с R_1 до R_1' .

Имея в виду указанные допущения нами разработан графоаналитический метод определения основных параметров воздушной завесы с диаметральный вентилятором, сущность которого излагается ниже.

Вначале строится характеристика сети R_1, R_2 и R_0 в координатах $h-Q$ по известным зависимостям (рис.3). Пусть будет необходимо увеличить расход воздуха в одной из параллельно соединенных выработок с Q_2 до Q_2' . Поскольку сопротивление ее остается неизменным, то восстановив перпендикуляр с оси Q со значением Q_2' до кривой R_2 и проектируя эту точку пересечения I на ось ординат получаем новое значение депрессии h' , которое будет иметь выработка с сопротивлением

R_2 . Величина этой депрессии одновременно будет характеризовать и депрессию параллельной выработки и соединения в целом, поскольку $h' = R_2 Q_2'^2 = R_1' Q_1'^2 = R_0' Q_0'^2$. Так как значение

Q_0 при включении в работу завесы не изменяется, то соответствующим построением можно найти точку 2, через которую проходит новая характеристика соединения $R_0' = \frac{h'}{Q_0^2}$. Новое количество воздуха, которое будет проходить по первой выработке (с усиливаемой струей) определится из выражения $Q_1' = Q_0 - Q_2'$. Восстановив перпендикуляр из точки на оси Q со значением Q_1' до пересечения с линией h' , находим точку 3, через которую проходит новая характеристическая кривая R_1' .

Сопротивление, которое должна преодолевать завеса для

обеспечения заданного распределения воздуха, будет характеризоваться кривой $R_{зав} = R_0' - R_0$, проходящей через точку 4. Проекция этой точки на ось ординат определит дополнительную величину депрессии $h_{зав} = h' - h$, создаваемую работающей воздушной завесой. Если бы вместо завесы было установлено сопротивление типа вентиляционного окна, то новое количество воздуха, которое подтекало бы к разветвлению по подводящей выработке Q_0'' характеризовалось бы точкой 5 на кривой R_0' . Нетрудно заключить, что в этом случае потребная производительность завесы должна составлять $Q_{зав} = Q_0 - Q_0''$. Таким образом определены все три параметра воздушной завесы $R_{зав}$, $Q_{зав}$ и $h_{зав}$, которые обеспечат потребное распределение воздуха по двум параллельно соединенным выработкам. По этим параметрам выбирается диаметральный вентилятор соответствующего размера и мощности.

Зная Q_1 и Q_1' подсчитывается КПД завесы по формуле

$$\eta_{зав} = \frac{Q_1 - Q_1'}{Q_1} \quad (7)$$

Проведенные экспериментальные замеры в производственных условиях показали хорошую сходимость (отклонения до 5%) с результатами определения по приводимой выше методике.

Данные лабораторных исследований, помещенные в предыдущей главе, были использованы для получения зависимостей, характеризующих другие параметры завесы. Были найдены формулы для подсчета скорости истечения струи воздуха из вентилятора завесы, уравнение оси воздушной завесы с учетом влияния на ее положение основных параметров при работе в стесненных условиях и др. Эти зависимости хорошо согласуются с ранее полученными С.Ф.Шепелевым и С.В.Цоем.

Дальнобойность струи завесы H в зависимости от распределения воздуха по выработкам характеризуется следующим выражением

$$H = a \cdot e^{c \frac{Q_1}{Q_2}} \quad (8)$$

где Q_1, Q_2 - количество воздуха, протекающее по параллельным выработкам до включения воздушной завесы в работу, $m^3/сек$;

a, c - опытные коэффициенты, значение которых для различных 2 приведено в таблице 1.

Таблица 1

α°	a	c
30	0,93	0,90
45	1,17	0,53
60	1,33	0,50

Расход воздуха на воздушную завесу Q_0 , который необходим для получения заданного эффекта по его перераспределению по выработкам, определяется из уравнения

$$Q_0 = Z H^{Z_1} \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^{Z_2} \frac{S_{диф}}{S_{впр}} \cdot Q_0 \text{ м}^3/\text{сек} \quad (9)$$

где H - дальнобойность струи завесы, м;

R_2, R_1 - сопротивления выработок, километр;

$S_{диф}, S_{впр}$ - площади поперечных сечений диффузора диаметрального вентилятора завесы и подводящей выработки, m^2 ;

Q_0 - расход воздуха в подводящей выработке, $m^3/сек$;

Z, Z_1, Z_2 - коэффициенты, значение которых для однопутевой выработки в зависимости от α приводятся в таблице 2.

Поскольку потерь воздуха в диаметральной вентиляторе нет, то расход воздуха на завесу Q_0 представляет собой и производительность этого вентилятора, теоретическое значение которой $Q_{т.вент}$ определяется по выражению

Таблица 2

α°	z	z_1	z_2
30	3,82	0,94	0,17
45	2,78	0,98	0,20
60	2,26	0,90	0,22

$$Q_{\text{тент}} = \pi d_2 \cdot B \cdot \psi'' C_{2 \text{ вых}}, \text{ м}^3/\text{сек} \quad (10)$$

где d_2 - наружный диаметр рабочего колеса, м;
 B - ширина рабочего колеса вентилятора, равная высоте выработки h вместе установки завесы, м;
 ψ'' - часть окружности колеса, занятая второй его решеткой;
 $C_{2 \text{ вых}}$ - радиальная скорость воздуха на выходе из второй решетки, м/сек.

В работе приводятся зависимости для подсчета мощности электромотора вентилятора, потерь напора, КПД завесы и др.

В заключении отмечается, что рекомендуемые нами графо-аналитический метод и путь расчета по полуэмпирическим зависимостям дают удовлетворительное совпадение при определении параметров воздушной установки. Оба и рекомендуются к практическому использованию.

В шестой главе приводятся результаты проверки работы установки воздушной завесы с диаметральной вентилятором при воздухорегулировании в горных выработках.

Вначале описываются испытания опытного образца вентилятора на промплощадке, изготовленного мехмастерской шахты № 9 комбината "Средазуголь". Вентилятор имел 3 рабочих колеса, шириной каждый 400 мм. Внешний диаметр колес - 300 мм, внутренний - 240 мм, число лопаток на одном колесе - 36, угол установки лопаток - 90° , радиус кривизны лопаток - 27 мм, их толщина - 1,5 мм, угол раскрытия диффузора - 10° , выходное сечение диффузора - 1300х150 мм. Число оборотов двигателя -

1460 об/мин, окружная скорость внешнего обода колеса - 23 м/сек. Кожух вентилятора был изготовлен из 0,8 мм железа, щели кожуха - 2 мм. Эксперименты проводились на специально изготовленной раме, ось вентилятора в которой устанавливалась вертикально и опиралась на опорный подшипник.

Испытания проводились упрощенным способом, разработанным ЦАГИ, сущность которого заключается в следующем. К выходному отверстию вентилятора поочередно накладывались измерительные пластины ЦАГИ с приемниками полного давления. Поток воздуха, протекающий к приемнику, в центре затормаживается. Давление, воспринимаемое приемником, представляло собой полное давление потока на выходе из вентилятора, т.е. полное давление H самого вентилятора. По полному давлению, фиксируемому микроманометром, определялась производительность Q_0 вентилятора. Расходуемая мощность N вентилятора устанавливалась электрическим способом, путем измерения активной мощности и потерь в двигателе. Результаты испытаний приводятся в таблице 3.

Таблица 3

Номера режимов	Расходуемая мощность электродвигателем N , кВт	Полное давление, развиваемое вентилятором H , мм.вод.ст.	Производительность вентилятора Q_0 , м ³ /сек	КПД вентилятора η
1	1,56	24	0,9	0,16
2	2,38	33	1,8	0,27
3	3,82	41	3,0	0,34
4	5,70	51	4,0	0,37
5	7,75	63	5,1	0,44
6	9,10	68	6,4	0,52
7	9,60	72	6,8	0,54
8	12,70	67	7,9	0,52

Анализируя графики полученных данных можно отметить, что характеристическая кривая полного напора до $H = 72$ мм вод.ст. имеет подъем, затем она понижается. Кривая η имеет более крутой подъем в левой части, чем в правой. В целом экспери-

ментальная кривая напорной характеристики располагается несколько ниже теоретически рассчитанной, что было вызвано наличием зазоров в радиальном направлении.

Кроме аэродинамических испытаний, необходимых для получения характеристики вентилятора, проводились измерения полей скоростей в выходном сечении и за ним. Замеры показали удовлетворительную равномерность скоростей по всей ширине выходного отверстия вентилятора. Установлено, что основной поток несколько прижимается к нижней образующей диффузора и максимум давлений не проходит по середине выходного отверстия. Найдено, что оптимальным размером выходного сечения является отверстие 1320x155 мм с более равномерным распределением давлений.

Анализ профилей скоростей вдоль струи показал, что при начальной скорости истечения 28 м/сек она сохранялась до 2 м. На расстоянии 12 м осевая скорость составляла 3-4 м/сек. Острая направленность струи наблюдалась до 5 м, что вполне удовлетворяет требованиям шибирующей воздушной завесы.

Производственная проверка эффективности действия установки воздушной завесы с диаметральной вентилятором была осуществлена на шахте № 9 комбината "Средазуголь" в содружестве с инженерно-техническими работниками предприятия. Промышленными экспериментами преследовалось установить эффективность перераспределения воздуха по выработкам при изменении дебита завесы, влияние места расположения завесы на разветвлении выработок на эффективность перераспределения и найти оптимальные углы встречи струи завесы и потока воздуха в подводящей выработке.

Для проведения экспериментов было выбрано сопряжение вентиляционного орта с вентиляционной сбойкой (рис. 4). Подводящей выработкой служил вентиляционный орт, закрепленный сборной железобетонной комбинированной крепью АП-5,5 - АП-9, сечением вверху 5,1 м². Скорость воздуха в орте составляла 4,5-5,0 м/сек. Выработка ослабляемым потоком была продолжением воздухоподводящей. Она имела сечение 2,5 м², скорость струи в ней была 3,7-4,1 м/сек. Выработка с усиливаемым по-

током была закреплена сплошной деревянной крепью, имела площадь 4,1 м². Скорость воздуха в ней составляла 2,3-2,8 м/сек.

После установки завесы и окончания подготовительных работ в трех замерных сечениях участка (в подводящей воздух выработке, в выработках с усиливаемым и ослабляемым потоками) одновременно замерялись количества протекающего воздуха до включения завесы в работу. После этого включалась в работу завеса и замеры повторялись. Эффективность перераспределения оценивались коэффициентом полезного действия завесы η , подсчитываемому по зависимости

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_1'}{Q_1} \quad (II)$$

где Q_1, Q_1' - количество протекающего воздуха в выработке с ослабляемым потоком соответственно до и после включения завесы в работу, м³/сек.

Полученные опытные данные представлены графиком на рис. 5, где по оси ординат отложены значения η , а по оси абсцисс отношение количеств воздуха, протекающего по воздухоподводящей выработке к проходящему через начальное сечение завесы

$Q_0 : q_0$. Из графика видно, что данные при всех углах взаимодействия потока воздуха в подводящей выработке и струи завесы располагаются около одной универсальной кривой. График показывает на значительную эффективность работы завесы по перераспределению воздуха - получены высокие значения ее КПД при сравнительно небольшой производительности вентилятора.

Серией экспериментов было найдено, что наиболее эффективным местом установки завесы является расположение ее на расстоянии $\ell = (0,4-0,5) B_0$ ширины выработки от точки пересечения осей параллельно соединенных выработок в направлении хода вентиляционного потока.

Влияние угла встречи взаимодействующих потоков α° на эффект перераспределения воздуха показана на рис. 6. Как видно, оптимальными α° являются его значения в пределах $45^\circ-60^\circ$.

В конце главы дается экономическое сравнение применения воздушной завесы с диаметральной вентилятором с другими сред-

ствами регулирования воздухораспределения в горных выработках (табл.4).

Таблица 4

Элементы затрат	Стоимость изготовления и эксплуатации в год, руб			
	АВД конст-рукции МакНИИ	ВЗ с осе-вым вен-тилятором ИГД АН КазССР	ВЗ на сжа-том возду-хе ИГД АН КазССР	ВЗ с диамет-ральным вен-тилятором ТашНИ
Материалы и мон-таж	8100	987	509	1041
Вентилятор	-	476	-	-
Электродвигатель	-	-	-	139
Электроэнергия	120	2240	-	1600
Сжатый воздух	-	-	20420	-
Амортизацион-ные отчисления	1620	132	51	76
И т о г о	9840	3835	20930	2856

Из таблицы следует, что использование диаметрального вентилятора при регулировании воздухораспределения воздушной завесой является экономически выгодным.

В конце главы даются выводы по проведенным производственным опытам. В частности в них говорится, что:

а) при эксплуатации воздушной завесы с диаметральной вентилятором в реальных условиях горных выработок она показала устойчивую, надежную и эффективную ее работу по перераспределению воздуха;

б) данные замеров в практических условиях хорошо согласуются с нашими теоретическими выкладками и обобщению лабораторных опытов; поэтому расчет воздушных завес необходимо производить по разработанной нами методике без введения поправок на производственные условия;

в) воздушные завесы с диаметральной вентилятором являются одним из наиболее экономичных средств регулирования возду-

духа в горных выработках;

г) завесы эффективно работают при углах встречи взаимодействующих потоков 45° - 60° и установке их от точки пересечения осей параллельно соединенных выработок на расстоянии 0,4-0,5 их ширины.

Выводы и предложения производству

Выполненные нами исследования позволяют сделать следующие основные выводы:

1. Существующие средства искусственного распределения воздуха по подземным выработкам, в силу присущих им недостатков, часто не обеспечивают необходимый режим проветривания отдельных забоев и участков. В связи с этим, наряду с усовершенствованием существующих, изыскание принципиально новых способов представляет актуальную задачу для горнодобывающих предприятий.

2. В качестве одного из новых и эффективных средств регулирования воздуха по выработкам могут быть с успехом использованы воздушные завесы, создаваемые диаметральной вентиляторами, обладающие рядом существенных достоинств.

3. Конструктивно установка проста, ее стоимость незначительна, расходы на обслуживание и энергию не велики, установка безопасна в эксплуатации. Воздушные завесы, установленные в выработках, обеспечивают беспрепятственное движение транспорта, выполняя при этом функции вентиляционных дверей с окнами и без них.

4. Плоская струя завесы, создаваемая диаметральной вентилятором, действующая в условиях горных выработок, по сравнению со свободной струей, имеет некоторые отличительные особенности в структуре, зависящие от степени стесненности пространства и направления ее действия. В этом случае осевая скорость плоской струи затухает интенсивнее, чем у свободной.

5. Существующие методы расчета воздушных завес, разработанные для использования их в условиях свободного пространства, не могут быть применены для случая установки завес в гор-

ных выработках.

6. Разработанный нами на основе опытных данных графоаналитический метод расчета завесы достаточно прост. При помощи этого метода, с приемлемой для практики точностью, можно определить основные аэродинамические параметры и эффективность работы завес.

На основании проведенных нами исследований эффективности работы воздушных завес по воздухораспределению приходим к следующим предложениям производству:

1. Воздушные завесы с применением диаметрального вентилятора для перераспределения воздуха необходимо установить в пунктах сопряжения параллельно соединенных выработок на расстоянии $(0,4-0,5) B_0$ от точки пересечения их осей.

2. Ширина рабочего колеса диаметрального вентилятора должна быть равной высоте выработки в пункте установки завесы.

3. При встречном взаимодействии струй угол встречи основного потока со струей завесы следует принимать в пределах от 45° до 60° .

4. Питание завес осуществляется воздухом, забираемым из подводящей выработки.

5. Необходимую эффективность работы завесы устанавливать путем регулирования расхода воздуха, подаваемого на завесу с помощью ВИА или мотылькового шиберы.

6. Расчет воздушных завес с диаметральным вентилятором производить по разработанной нами методике.

Материалы диссертационной работы докладывались и были одобрены на Всесоюзной конференции по разработке месторождений полезных ископаемых в условиях высокогорья и жаркого климата, на техническом совете шахты № 9 комбината "Средазуголь", научно-техническом семинаре сотрудников лаборатории вентиляции ИГД АН КазССР, на XXX, XXXI, XXXII, XXXV научно-теоретических конференциях профессорско-преподавательского состава горно-металлургического факультета Ташкентского политехнического института.

Основное содержание диссертаций опубликовано в следую-

щих работах:

1. Распределение воздуха в горных выработках воздушными завесами (соавтор Боев С.Н.). "Янги Техника", УЗИНТИ, Ташкент, 1966, № 2.

2. Об использовании воздушных завес при распределении воздуха по выработкам. Тезисы научно-исследовательских работ по Горно-металлургическому факультету ТашПИ, Ташкент, 1966.

3. Регулирование воздуха в горных выработках диаметральным вентилятором. (соавтор Боев С.Н., Шерматов Ш.М.). "Янги Техника" УЗИНТИ, Ташкент, 1967, № 6.

4. Применение диаметрального вентилятора для регулирования потока воздуха по горным выработкам. (соавтор Боев С.Н.). Сборник материалов по итогам научно-исследовательских работ геологоразведочного и горно-металлургического факультета ТашПИ, Ташкент, ЦСУ, 1969.

5. Диаметральный вентилятор для регулирования потока воздуха по горным выработкам. (соавтор Боев С.Н.). Разработка месторождений полезных ископаемых в условиях высокогорья и жаркого климата (материалы конференции 7-11 октябрь 1969 г.) УЗИНТИ, Ташкент, 1969.

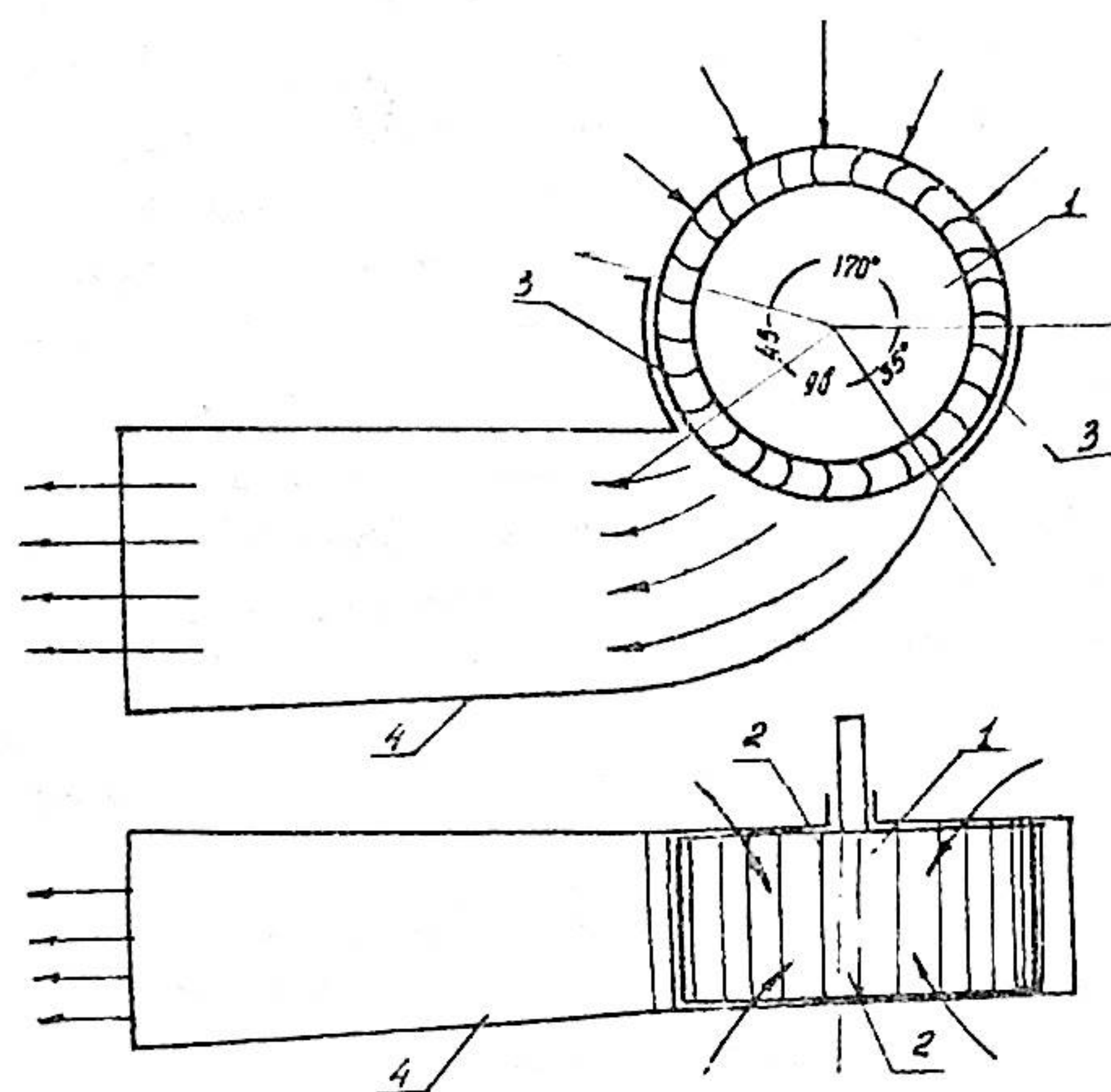


Рис. 1

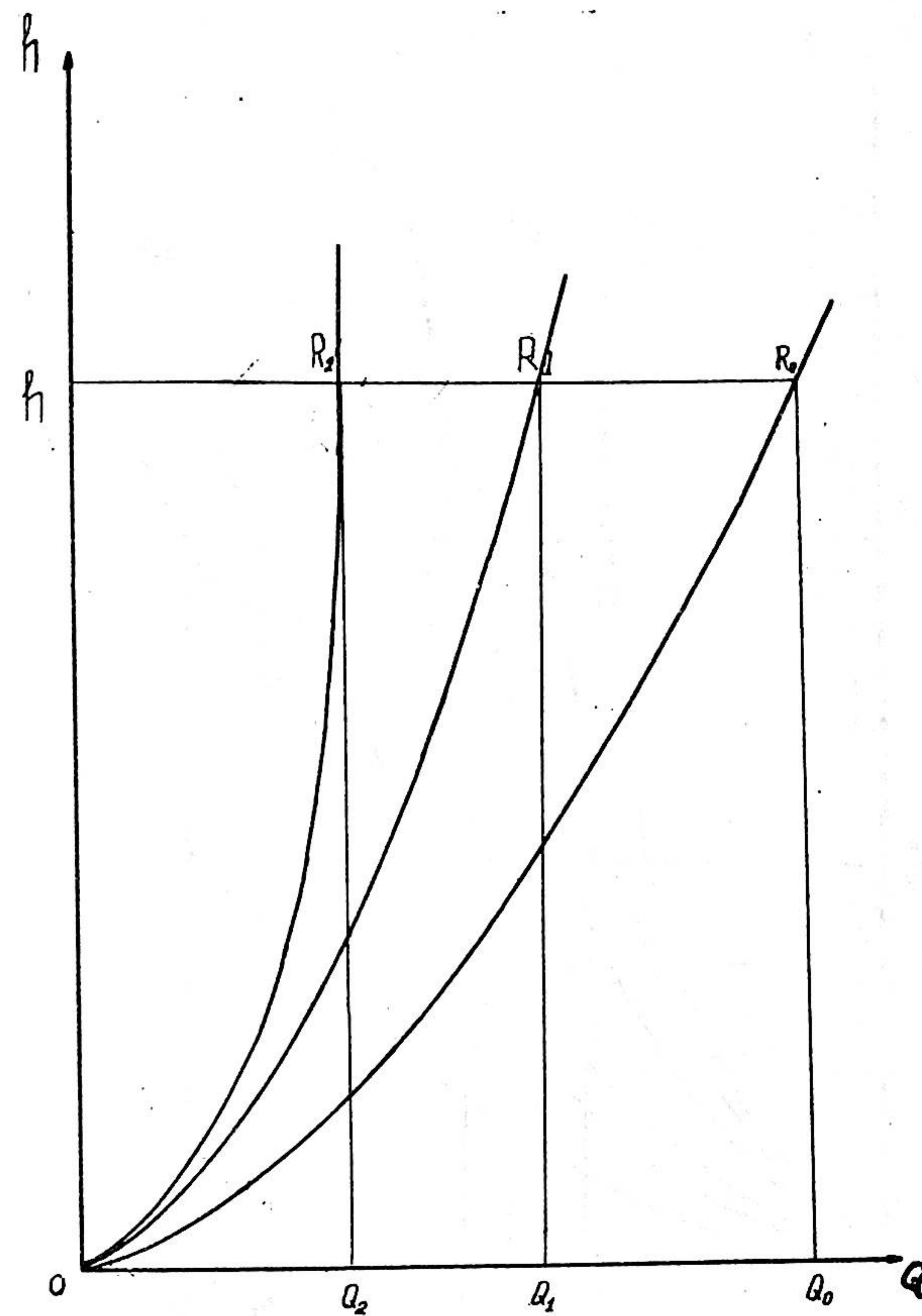


Рис. 2

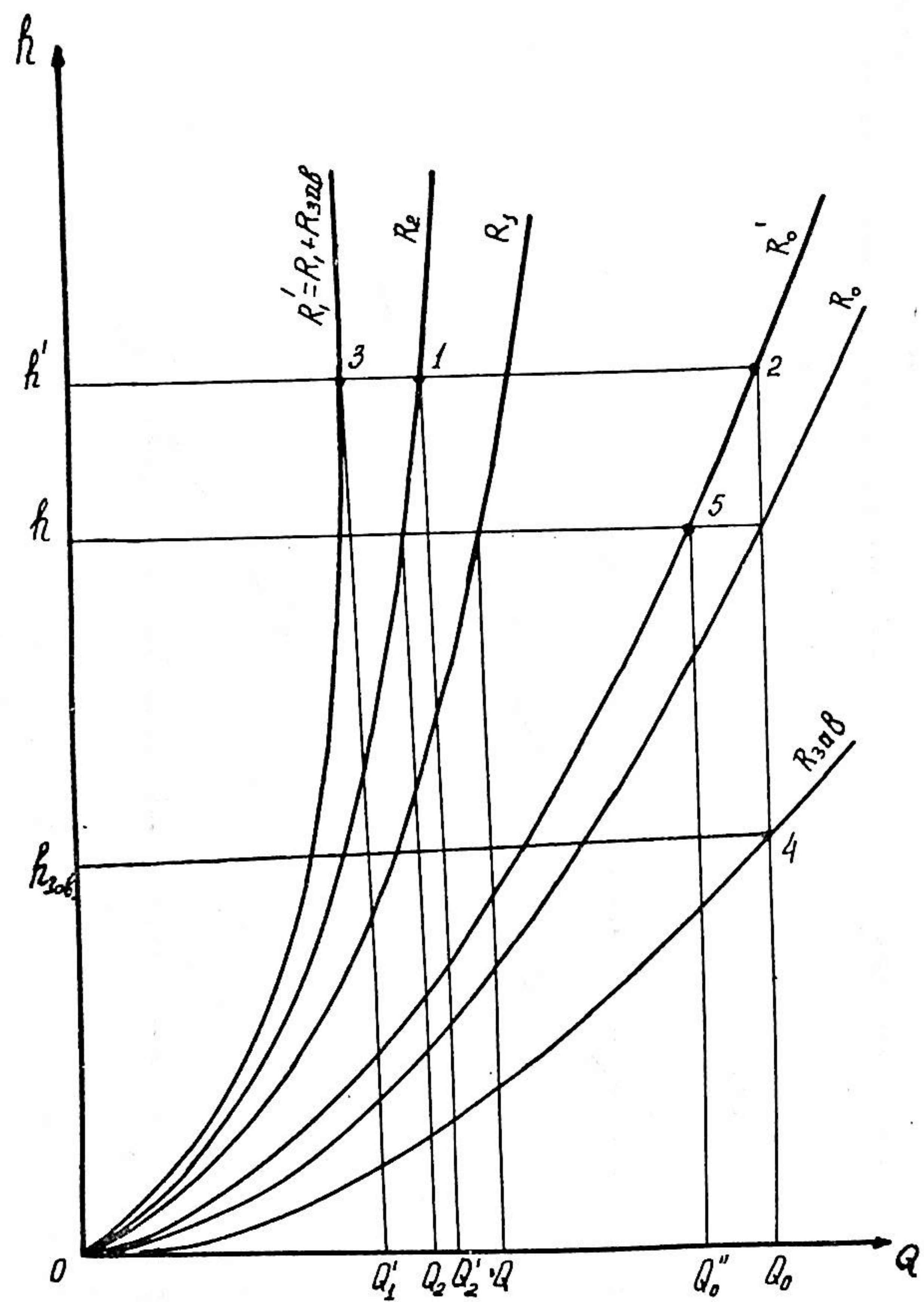


Рис.3

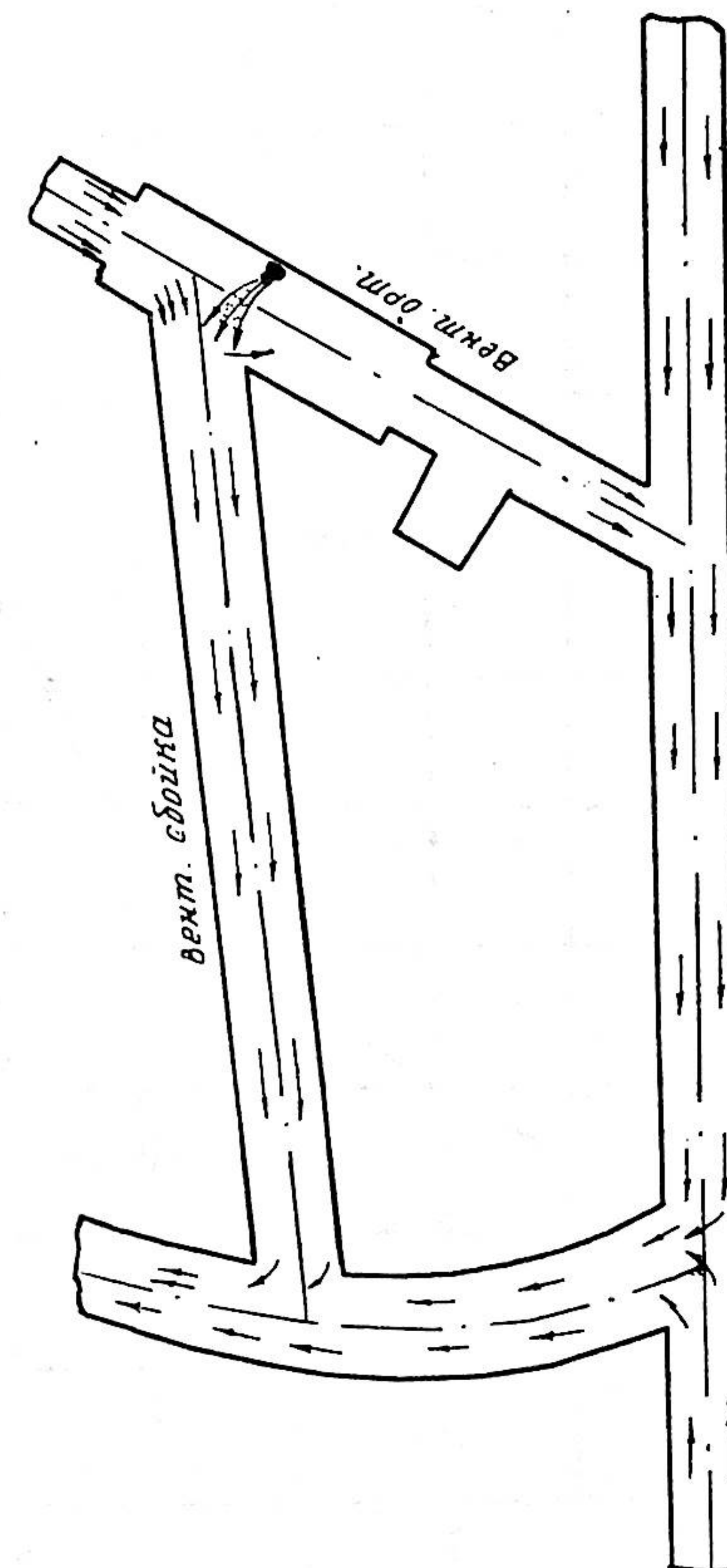


Рис.4

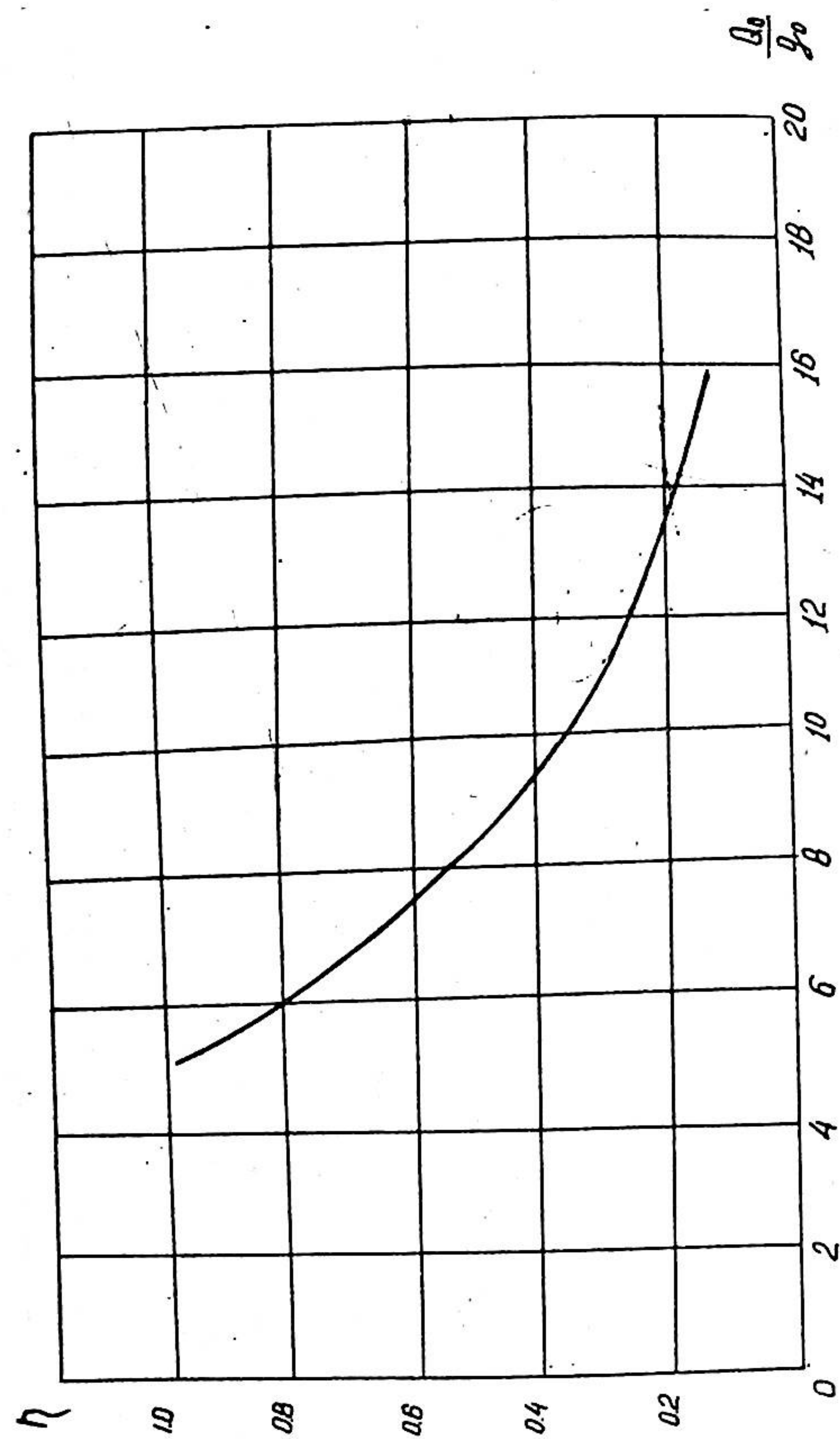


Рис. 5

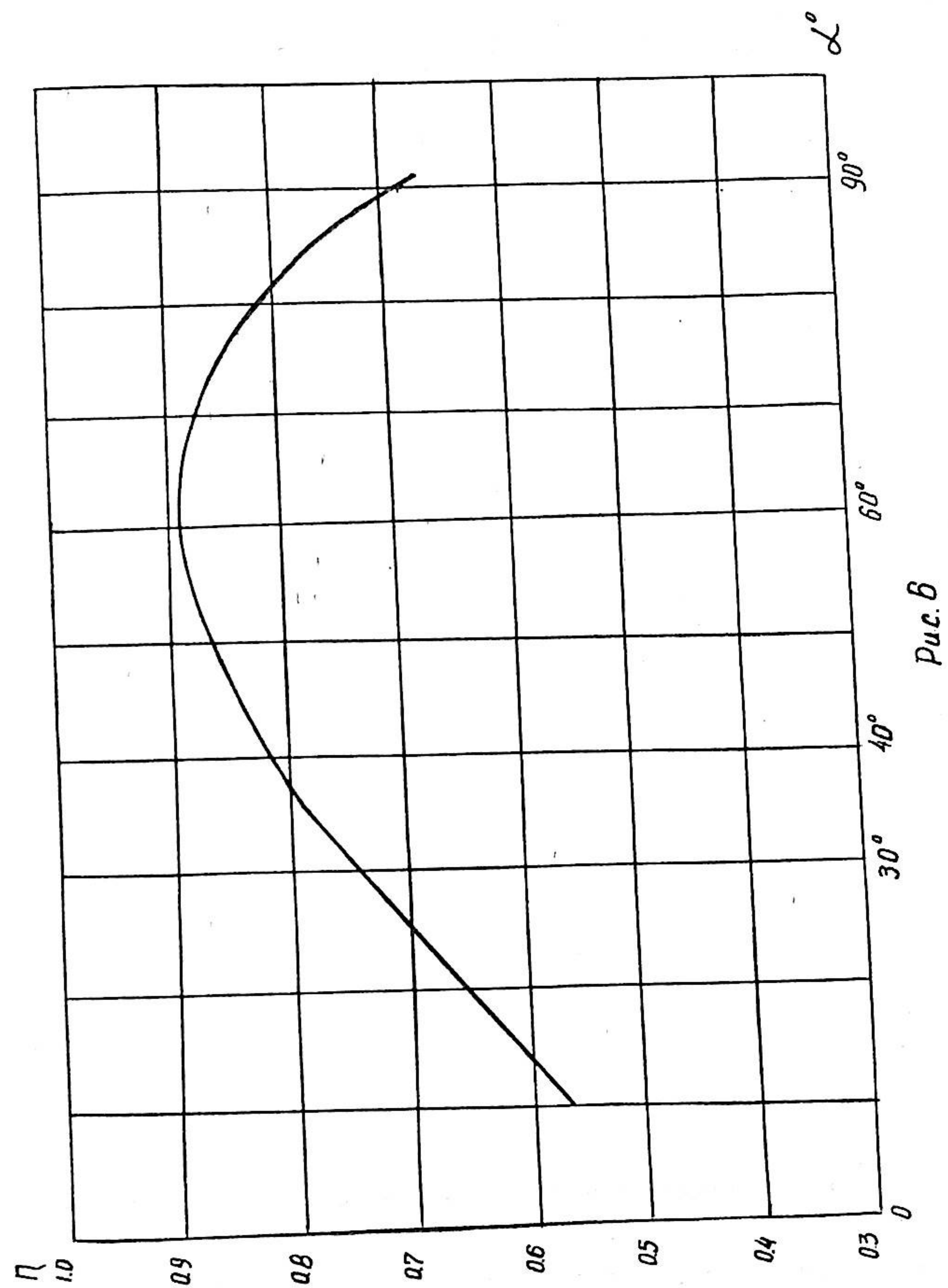


Рис. 6