

Автор ер,
К 65

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ имени М.В.ЛОМОНОСОВА

КОНСТАНТИНОПОЛЬСКИЙ Е.В.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЙ
ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ
ВЕНТИЛЯТОРОВ ПРИ РАБОТЕ ИХ В СКВОЗНЫХ
ДИСПЕРСНЫХ ПОТОКАХ

(применительно к пищевым предприятиям)

Специальность 05.175. Машины и аппараты пищевой
промышленности

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

Одесса - 1971

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ имени М.В.ЛОМОНОСОВА

КОНСТАНТИНОПОЛЬСКИЙ Е.В.

Перечет 1981

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЙ
ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ
ВЕНТИЛЯТОРОВ ПРИ РАБОТЕ ИХ В СКВОЗНЫХ
ДИСПЕРСНЫХ ПОТОКАХ

(применительно к пищевым предприятиям)

Специальность 05.175. Машины и аппараты пищевой
промышленности 11912

Одесский технологический
институт пищевой промыш-
ленности им. М. В. Ломоносова
Б И Б Л И О Т Е К А

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

Работа выполнена на кафедре промышленной вентиляции, гидравлики и насосов Одесского технологического института пищевой промышленности имени М.В.Ломоносова.

Научные руководители:

доктор технических наук, профессор А.М.Дзядзю
кандидат технических наук, доцент Г.Ф.Костюк

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор М.П.Калинушкин
кандидат технических наук, доцент А.С.Кеммер

Ведущая организация - Украинский филиал Всесоюзного
НИИ комбикормов.

Автореферат разослан " " 1971 г.

Защита состоится 28 января 1972 г.

на заседании Совета Одесского технологического института
пищевой промышленности имени М.В.Ломоносова.

Отзыв в двух экземплярах, заверенный печатью учреж -
дения, просим направлять по адресу: г. Одесса, ГСП - 510,
ул. Свердлова, 112, Технологический институт пищевой про -
мышленности имени М.В.Ломоносова.

Ученый секретарь
совета

Л.А.ЗАПОРОЖЕЦ

В Директивах XXIУ съезда КПСС поставлена задача уве -
личения среднегодового производства сельскохозяйственной
продукции по сравнению с предыдущим пятилетием на 20-22%
с целью обеспечения более полного удовлетворения возрастаю -
щих потребностей населения в продуктах питания и промышлен -
ности в сырье.

Задача получения среднегодового валового сбора зерна по
стране за пятилетие в количестве не менее чем 195 млн. тонн
повышает роль и значение транспортных средств на пищевых
и зерноперерабатывающих предприятиях нашей страны, в том
числе и пневматического транспорта.

В настоящее время в силу целого ряда преимуществ пнев -
мотранспорт получил широкое распространение на зернопере -
рабатывающих и других предприятиях. Например, если в 1950
году на пневматический транспорт была переведена одна не -
большая производственная мельница в г.Одессе и мельница
ВНИИЗ'а, то к концу 1970 года из общего числа предприятий,
находящихся в ведении Министерства заготовок, на пневмо -
транспортере работало уже 213. Кроме того, только зерноо -
чистительные отделения оборудованы пневмотранспортом на 32
мельницах. К 1975 году количество предприятий, работающих
на пневмотранспорте, возрастет до 440 общей производител -
ностью около 80 тыс. тонн в сутки.

Пневматическое транспортирование применяется не только
при перемещении злаковых культур и их отходов, но и для тран -
спорта комбикормов, соломенной сечки, силоса, жмыхов, опи -
лок, песка, шлака, золы, угольной пыли, шерсти, хлопка, льна,
табака, цемента и пр.

Одна из особенностей пневматического транспорта заклю -
чается в том, что его можно совместить с технологическими
процессами: сушка и охлаждение транспортирующего материала,
размол и пневмосепарация; размол и приготовление сжигаемых
смесей, обогащение материалов, очистка газов от пыли, аспи -
рация технологического оборудования и др. Все это указывает
на огромную роль пневмотранспорта в народном хозяйстве.

Среди существующих схем пневмо- и гидротранспорта ол -
ределенное место занимают схемы с пропуском сыпучего мате -
риала через рабочее колесо центробежного нагнетателя. Такие
схемы применяют не только на зерноперерабатывающих и пище -
вых предприятиях, но и в других отраслях народного хозяйства,

например в сельском хозяйстве, энергетике, и т.д.

Ввиду перспективности и распространенности этих схем в настоящее время создан ряд специальных конструкций вентиляторов. То же в полной мере относится и к центробежным насосам. Несмотря на то, что указанные схемы транспорта получили довольно широкое применение в промышленности и сельском хозяйстве, до настоящего времени нет надежной методики подбора центробежных нагнетателей к транспортным сетям.

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав и выводов.

В первой главе приведен краткий обзор существующих методов подбора центробежных нагнетателей для работы их в сквозных дисперсных потоках и указаны цель и задачи данного исследования.

Процессы, происходящие при движении двухкомпонентных сред, даже в трубопроводах, в силу их сложности недостаточно изучены не только теоретически, но и экспериментально. При таком состоянии уровня знаний изучение вопросов движения гидро- и аэросмесей через центробежные нагнетатели встречает большие трудности. Этим следует объяснить относительно малое количество не только теоретических, но и экспериментальных исследований, проведенных до настоящего времени в указанной области.

Впервые у нас в стране исследования изменения аэродинамических параметров вентиляторов при пропуске через их рабочие колеса дисперсных потоков были проведены в 1932 г. проф. М.П.Калинушкиным на пылевых вентиляторах при небольших концентрациях.

По данным М.П.Калинушкина, В.И.Поликовского и С.И.Горюнова, механические примеси к воздуху практически не влияют на развиваемое центробежным вентилятором давление и развиваемый насосом напор в то время как А.Н.Шерстюк и А.И.Степанов отмечают уменьшение развиваемого вентилятором давления и напора насосом с увеличением концентрации перемещаемого продукта.

Исследования А.П.Юфина и А.Е.Смолдырева показывают, что величина развиваемого напора центробежными насосами увеличивается пропорционально плотности гидросмеси, в то время как по данным А.Е.Смолдырева в центробежных вентиляторах увеличение давления наблюдается только при малых

концентрациях перемещаемого продукта и только в области малых расходов воздуха.

Исследования Л.С.Животовского, проведенные на значительном количестве типоразмеров центробежных насосов, показывают, что величина напора уменьшается с увеличением концентрации. При этом степень уменьшения напора зависит от концентрации и размеров насоса.

Если, по данным различных исследователей, величина $N_{см}$ может изменяться в сторону уменьшения или оставаться неизменной в сравнении с $N_{ч}$, то, по данным этих же исследователей, величина $N_{см}$ всегда больше $N_{ч}$, однако количественное изменение $N_{см}$ - различно.

Анализ выполненных научных исследований в области работы центробежных нагнетателей на двухкомпонентных средах позволяет сделать вывод, что в настоящее время невозможно с достаточной для практики точностью выбрать нагнетатель, обеспечивающий надежный и устойчивый транспорт материала с заданными параметрами. Поэтому возникает необходимость в проведении исследований с целью определения закономерностей изменения характеристик центробежных нагнетателей при прохождении через их рабочие колеса двухкомпонентных потоков.

Из характеристик, прежде всего, заслуживают внимания зависимости изменения развиваемого давления, потребной мощности и полного к.п.д., обусловленные производительностью, при работе на двухкомпонентных потоках (воздух - твердые частицы), применительно к зерноперерабатывающим предприятиям и предприятиям пищевой промышленности.

Во второй главе изложены теоретические предпосылки, полученные на основании предлагаемой рабочей гипотезы. Предположение некоторых исследователей о том, что наличие твердых частиц в жидкой или газообразной среде увеличивает плотность гидросмеси (аэросмеси), а поэтому величина давления, развиваемого центробежным нагнетателем при его работе на смеси, должна увеличиваться (согласно уравнению Эйлера), не подтверждается экспериментом.

Такое несоответствие следует объяснить тем, что механическая смесь (жидкость-твердые частицы) не представляет собой однородной массы. Проходя через рабочее колесо центробежного нагнетателя, жидкость и твердые частицы движут-

ся по-разному. Энергия от рабочего колеса нагнетателя к потоку воздуха (жидкости) передается вследствие сил вязкости и пропорциональна его плотности. Присутствие твердых частиц не изменяет ни вязкости ни плотности. Лишь при наличии очень мелких частиц, которые в воздушном (жидкостном) потоке создают аэрогель (гидрогель), можно говорить о каком-либо изменении плотности или вязкости. Поэтому наличие более крупных твердых частиц не приводит к увеличению давления, как следовало бы ожидать на основании уравнения Эйлера.

Рабочая гипотеза основана на предположениях, что наличие твердых частиц в воздушном (жидкостном) потоке изменяет гидравлический к.п.д. нагнетателя, а кинетическая энергия, получаемая частицей в межлопаточном канале, при постоянной угловой скорости рабочего колеса постоянна и зависит, в основном, только от массы частицы.

Первое предположение основано на работах, проведенных в ЦАГИ и за рубежом (Грюнагелем, Фишером и др.), где убедительно показано, что при конечном числе лопаток центробежного нагнетателя, работающего на однородной жидкости, относительная скорость W_2 (рис.1) переменна по сечению межлопаточного канала. Чем меньше число лопаток, тем больше вектор W_2 отклоняется от профиля лопаток, что уменьшает угол β_2 . Уменьшение угла β_2 вызывается тем, что задняя стенка лопатки „уходит“ от потока, в результате чего в межлопаточном канале образуется вихревая зона, отклоняющая струйки жидкости от направления лопатки. Степень отклонения β_2 зависит от формы и числа лопаток, а также от расхода жидкости.

Наличие твердых частиц в потоке определенным образом изменяет течение струек в межлопаточном канале. Твердые частицы располагаются вдоль передней стенки лопатки и при выходе из межлопаточного канала движутся по траектории, отличающейся от траектории воздуха, изменяя при этом среднее по сечению направление вектора W_2 . Чем больше частиц находится в межлопаточном канале тем в большей степени изменяется взаимное расположение их относительно канала, что вызывает, в конечном счете, различное влияние на изменение угла β_2 . Изменение угла β_2 , как видно из уравнения Эйлера, приводит к изменению теоретической величины давления:

$$H_T = \rho [2v_2^2 + 2v_2 W_2 \cos(180 - \beta_2) - 2v_1 c \cos \alpha,]$$

Таким образом, можно предположить, что гидравлический к.п.д. нагнетателя будет зависеть от величины μ . Кроме того, наличие в межлопаточном канале твердых частиц уменьшает свободное сечение его, что приводит к увеличению скорости движения воздуха (жидкости), и, следовательно, к увеличению гидравлических потерь в межлопаточных каналах.

Второе предположение позволяет сделать вывод, что начальная скорость движения твердой частицы в межлопаточном канале, определяемая действием центробежной силы рабочего колеса, не зависит от расхода нагнетателя Q .

Так как при постоянном μ и при больших Q необходима большая величина G , то учитывая независимость скорости движения частиц при неизменных размерах межлопаточных каналов, следует предположить, что чем больше G , тем большая часть сечения канала занята частицами. Поэтому истинная скорость движения воздуха (жидкости) при больших Q может быть во много раз больше скорости воздуха по свободному сечению канала и потери на трение резко возрастут. Увеличенная скорость воздуха (жидкости) может превзойти скорость движения частиц и воздушный поток затратит энергию на дополнительный разгон их.

Следовательно, чем больше расход воздуха, тем в большей степени уменьшается давление, развиваемое центробежным нагнетателем (при $\mu = \text{const}$). При очень малых Q увеличение истинной скорости жидкости в межлопаточных каналах незначительно и может быть меньше скорости частиц. При таком соотношении скоростей частицы „разгоняют“ воздушный (жидкостный) поток, передавая ему часть своей кинетической энергии. Следовательно, при малых Q , наличие в потоке твердых частиц может привести к увеличению давления, развиваемого центробежным нагнетателем.

Из рассмотренной модели физических явлений, происходящих при движении смеси через центробежный нагнетатель, следует, что величина удельной энергии, получаемой воздухом (жидкостью) при наличии в нем твердых частиц, может быть больше, меньше или равной таковой на однородной среде. Различие величин $H_{\text{см}}$ и $H_{\text{ч}}$ при прочих равных условиях

зависит от формы и числа лопаток центробежного нагнетателя.

Наличие твердых частиц в потоке всегда увеличивает мощность, требуемую для привода центробежного нагнетателя. Это увеличение вызвано наличием дополнительных потерь энергии на трение и удар частиц о лопатки и кожух, а также сообщением частицам дополнительной кинетической энергии и их дроблением.

Из рассмотренного следует, что для выяснения вопроса об изменении основных параметров центробежного нагнетателя при работе его на смеси (жидкость-сыпучий материал) процессы, происходящие внутри нагнетателя, следует рассматривать отдельно для жидкости и твердых частиц.

Для выяснения степени влияния твердых частиц на работу центробежных нагнетателей можно исходить из баланса энергии, а именно: мощность, затрачиваемая нагнетателем при пропуске через него смеси воздуха (жидкости) и твердых частиц, расходуется на перемещение и сообщение энергии воздуху (жидкости), сыпучему материалу и дробление твердых частиц (с учетом деформации их). В этом случае можно записать:

$$N_{см} = N_z' + N_{ш} + N_{др}. \quad (1)$$

Если при работе нагнетателя дробление отсутствует, то $N_{др} \approx 0$. До тех пор, пока происходит движение продукта в пневмо-гидротранспортной сети, т.е. пока в нагнетателе не накапливаются твердые частицы, мощность, затрачиваемая нагнетателем на пропуск смеси через него, как показывают многочисленные исследования, пропорциональна мощности, расходуемой на перемещение однородной жидкости (газа), т.е.

$$N_{см} = N_z (1 + A\mu^2). \quad (2)$$

Уравнение (1), с другой стороны, можно представить в виде

$$N_{см} = \frac{Q H_{см}}{\eta_z'} + N_{ш}, \quad (3)$$

где η_z' - к.п.д. нагнетателя только по жидкой среде. Его значение может несколько отличаться от η_z - к.п.д. нагнетателя, работающего на однородной среде. Различие в величинах η_z' и η_z вызвано изменением угла β_2 при движении смеси. Величину $N_{ш}$ в уравнении (3) можно опре-

делить из закона изменения момента количества движения твердых частиц:

$$N_{ш} = \frac{G}{g} v_{ш} \omega \frac{B}{\eta_{ш}} \quad (4)$$

где $\eta_{ш}$ - к.п.д., учитывающий удар и трение частиц о лопатки рабочего колеса, а также дробление частиц, если таковое имеет место. Связь между η_z' и η_z определяется из уравнения

$$\eta_z' \cdot \eta_{ш} = \varphi(\eta_{см}) = \varphi\left(\frac{Q H_{см}}{102 N_{см}}\right),$$

где $\eta_{см}$ - условный (по жидкой среде) к.п.д. нагнетателя при его работе на смеси, определяемый по величине $N_{см}$. Приравнявая уравнение (2) к (3) с учетом уравнения (4) получим:

$$H_{см} = H_z \left(1 + A \frac{G}{\sigma_z Q}\right) \frac{\eta_z'}{\eta_z} - B \frac{\eta_z'}{\eta_{ш}} \frac{G}{g Q} v_{ш} \omega. \quad (5)$$

Из уравнения (5) следует:

1. При малых μ (малых $\frac{G}{Q}$) и малых Q величина η_z' мала и не много отличается от η_z , а величина $\eta_{ш}$ - велика; второе слагаемое в уравнении мало и $H_{см}$ может быть больше H_z .

2. С ростом диаметра рабочего колеса величина H_z растет быстрее чем второе слагаемое, так как $\cos^2 \alpha$ для частиц меньше чем для жидкой среды. Поэтому можно ожидать, что для нагнетателей больших размеров $H_{см} \approx H_z$.

3. Для центробежных насосов, где σ_z во много раз больше чем для вентиляторов, $H_{см}$ всегда меньше H_z .

4. С ростом Q (при $\mu = const$) истинная скорость движения жидкости в межлопаточных каналах увеличивается и может быть больше $v_{ш}$. При этом $v_{ш}$ растет, что вызывает уменьшение $H_{см}$.

Не все величины, входящие в уравнение (5), в настоящее время можно определить экспериментально, и тем более теоретически. Поэтому для инженерных расчетов зависимости $H_{см}$ от H_z следует определять экспериментально в виде функций

$$\frac{H_{см}}{H_z} = f(\mu, d, D_2, v_s, \sigma_z \text{ и др.}).$$

Приведенные в этой главе теоретические предпосылки ни в коей мере не претендуют на полное раскрытие явлений, имеющих место при движении двухкомпонентных сред через рабо-

чее колесо центробежного нагнетателя. Однако они позволяют более правильно организовать и направить экспериментальные исследования на решение поставленной задачи.

В третьей главе описаны экспериментальные установки и методика исследований. Для проведения исследований были созданы пять экспериментальных пневмотранспортных установок, обслуживаемых ВВД типа ЦАГИ №№ 7; 5; 3; 2,5; 2 ; и ВВД типа ОТИ 23-н 23-в.

При выборе продукта учитывали необходимость выяснения влияния на основные аэродинамические параметры вентилятора следующих характеристик сыпучего материала: размера, плотности и скорости витания частиц, а также дробления продукта. Исследованию были подвергнуты следующие продукты: мука 1-го сорта, отруби, опилки, молотый полистирол, гранулированный полиэтилен. Скорость воздуха в материалопроводах изменяли от 8 до 30 м/сек, концентрацию перемещаемых продуктов $\mu = 0 \div 7$.

Основные физические и аэродинамические параметры продуктов приведены в табл. 1. Кроме того, исследовали степень дробления отрубей при пропуске их через рабочее колесо вентилятора, что имеет определенное практическое значение в применении пневмотранспорта на мельничных и комбинированных заводах.

Таблица 1

Наименование продукта	d_p мм	v_s м/сек	ρ_m кг/м ³	Натура кг/м ³
Полиэтилен	4,3	7,40	905	502
Полистирол	0,15	3,07	1060	542
Опилки	0,16	3,02	840	212
Отруби	0,14	1,00	717	426
Мука 1 сорта	0,10	1,20	1540	600

Исследования начинали на экспериментальной установке с ВВД № 5, имеющей значительные длины всасывающего и нагнетающего материалопроводов (14,7 и 15,5 м соответственно). Это было вызвано необходимостью проверки отмеченных в работах ЦАГИ и ОТИ положений, по которым характеристика вентилятора при работе на чистом воздухе зависит от методов его

испытания. Поэтому в экспериментальных исследованиях было предусмотрено определение полных характеристик не только в трубе на всасывание, но и в сети с изменением расхода воздуха шибером, установленным на всасывающей и нагнетательной сторонах. На этой же установке была проверена сходимость результатов измерения потребляемой вентилятором мощности электрическим и механическим способами. Как показали наши исследования, эти измерения имеют достаточную сходимость. В силу этого в дальнейшем мы пользовались только электрическим методом.

При выборе методики исследований особое внимание было уделено точности измерения расхода воздуха. Это вызвано тем, что величина развиваемого давления, потребляемой мощности и к.п.д. вентилятора зависят от расхода воздуха и небольшая неточность в определении количества перемещаемого вентилятором воздуха повлияет на полученную экспериментальную зависимость характеристики его при пропуске твердых частиц через рабочее колесо.

Учитывая, что в наших исследованиях необходимо регулировать расход воздуха не только шибером, установленным на всасывании перед вводом продукта в трубопровод, но и шибером, установленным на нагнетании (после отделителя), ни один из методов определения расхода воздуха, применяемых при исследовании пневмотранспорта, не мог нас удовлетворить по своей точности. Поэтому расход воздуха определяли по входному коллектору, показания которого предварительно тарировали по скорости воздуха в материалопроводе с учетом присоса через бункер, где находился исследуемый продукт. Естественно, что поправка к показанию входного коллектора зависела от физических свойств продукта, находящегося в бункере, и положения шибера (на всасывании или нагнетании), с помощью которого устанавливали заданный расход.

В результате тарировки были составлены рабочие таблицы, по которым с учетом показаний коллектора определяли действительный расход воздуха в трубопроводе в зависимости от свойств исследуемых продуктов и дросселирования на всасывании или нагнетании.

Для выяснения влияния формы и числа лопаток на изменение основных аэродинамических параметров вентилятора и интенсивности дробления отрубей были исследованы рабочие

колеса вентиляторов типа ОТИ 23-н и 23-в.

Методика измерений остальных параметров (давления, производительности транспортируемого материала, скорости вращения и др.) соответствовала методике исследований при обычном пневмотранспорте.

В четвертой главе приведены результаты экспериментальных исследований изменения основных аэродинамических характеристик вентиляторов при пропуске твердой компоненты через их рабочие колеса, а также интенсивности дробления отрубей в зависимости от размера, формы и числа лопаток рабочего колеса.

Экспериментальные исследования показывают, что в рабочей зоне характеристики вентилятора величина полной удельной энергии, получаемой воздушным потоком от рабочего колеса вентилятора, в случае движения двухкомпонентной смеси (N_{CM}) всегда меньше величины этой энергии при движении только воздушного потока ($N_{\text{ч}}$). Лишь при малых

Q и малых μ наблюдается тенденция к превышению N_{CM} по отношению к $N_{\text{ч}}$. При $Q = const$ с ростом μ величина N_{CM} уменьшается. Чем больше расход Q , тем в большей степени уменьшается давление (N_{CM}) при $\mu = const$ (рис. 2)

Влияние физических и аэродинамических свойств твердой компоненты на изменение величины N_{CM} тем больше, чем меньше диаметр рабочего колеса вентилятора. Интенсивность влияния твердой компоненты на изменение N_{CM} неодинакова и зависит от физических и аэродинамических свойств частиц продукта. Чем крупнее продукт, тем большее влияние его на изменение N_{CM} .

Интенсивность изменения $\frac{N_{CM}}{N_{\text{ч}}}$ от μ неодинакова, что видно из рис. 3. Для вентиляторов размеров № 7 и более величина N_{CM} в диапазоне исследованных продуктов практически равна величине $N_{\text{ч}}$. Обработав результаты экспериментальных исследований, мы получили два простых уравнения, по которым можно определять N_{CM} для вентиляторов до № 5 (с точностью до 6%);

$$N_{CM} = N_{\text{ч}} \left(1 - \frac{\mu}{2 + 4\mu} \right); \quad (6)$$

и для вентиляторов № 5 и выше (с точностью до 3%):

$$N_{CM} = N_{\text{ч}} \left(1 - \frac{\mu}{5 + 20\mu} \right). \quad (7)$$

Для более точных расчетов приведена таблица, по которой можно определять N_{CM} для исследованных вентиляторов в диапазоне указанных транспортируемых продуктов.

Для выяснения влияния формы и числа лопаток рабочего колеса на изменение N_{CM} были проведены дополнительные исследования на вентиляторах типа ОТИ 23-н и 23-в. В результате сделаны выводы, что на величину $\frac{N_{CM}}{N_{\text{ч}}}$ в большей степени влияет не форма лопаток, а их число и чем больше ширина межлопаточного канала, тем ближе $\frac{N_{CM}}{N_{\text{ч}}}$ подходит к единице.

На основании наших экспериментальных исследований величину потребляемой вентилятором мощности, при его работе в сквозных дисперсных потоках, можно рассчитывать по уравнению

$$N_{\text{пот}} = N_{\text{ч}} (1 + C\mu^n), \quad (8)$$

где $C = 0,46 + 22 \cdot 10^{-7} Re$;

$$n = 0,72 + 6,2 \cdot 10^{-7} Re; \quad Re = \frac{v_s D_s}{\nu}$$

Сравнение результатов расчета $N_{\text{пот}}$ по предлагаемой нами формуле и формуле М.П.Калинушкина показывает, что при малых μ величины $N_{\text{пот}}$ практически совпадают, а при больших μ — значительно расходятся.

Влияние формы и числа лопаток рабочего колеса вентилятора на изменение характеристики $N_{\text{пот}} - Q$ аналогично изменению характеристики $N_{CM} - Q$, т.е. изменение $N_{\text{пот}}$ в большей степени зависит от числа лопаток, чем от их формы.

Величина к.п.д. центробежного вентилятора при работе на смеси не имеет того физического смысла, который имеет к.п.д. при работе на однородных средах ($\eta_{\text{ч}}$). Если $\eta_{\text{ч}}$ характеризует степень аэродинамического совершенства вентилятора, то $\eta_{\text{см}}$, получаемый как отношение мощности воздушного потока к потребляемой мощности вентилятором, с учетом передачи энергии твердым частицам, может в этом случае быть применен лишь для выбора электродвигателя. В этом случае величина $\eta_{\text{см}}$ имеет практическое значение только для центробежных вентиляторов с диаметром рабочего колеса 0,7 м и более, т.е. когда $N_{CM} \approx N_{\text{ч}}$, и потребляемую вентилятором мощность можно рассчитать по формуле

$$N_{\text{пот}} = \frac{Q N_{\text{ч}}}{102 \eta_{\text{см}}}. \quad (9)$$

Для возможности применения величины $\eta_{см}$ к решению инженерных задач нами на основании экспериментальных данных получена зависимость

$$\eta_{см} = \eta_2 \left(1 - \frac{\mu}{0,85 + 1,15\mu} \right), \quad (10)$$

которая дает ошибку в расчете не более 10%. Применение этого уравнения с уравнением (9) позволяет быстро и просто произвести инженерный расчет потребляемой мощности в случае, когда рабочее колесо вентилятора равно или больше 0,7 м.

Вследствие того что на зерноперерабатывающих предприятиях схемы пневматического транспорта с работой в сквозных дисперсных потоках чаще всего следует применять при транспорте муки и отрубей, мы провели некоторые исследования по выяснению влияния формы лопаток рабочего колеса вентилятора и его размеров на интенсивность дробления отрубей. Это позволяет сделать несколько практических рекомендаций.

1. При необходимости совместить пневмотранспорт с интенсивным дроблением отрубей - комбикормовые заводы, где отруби, добавляемые в комбикорм, должны быть мелкими - следует применять вентилятор с непрофилированными по толщине лопатками, загнутыми вперед.

2. При необходимости свести дробление к минимуму необходимо применять вентиляторы с загнутыми назад лопатками.

3. В случае пневмотранспорта на большие расстояния, когда необходимо применять несколько вентиляторов, вопрос об их количестве и размерах решается с точки зрения допустимости дробления отрубей.

В пятой главе приведен краткий анализ полученных результатов исследований и возможность применения их к центробежным насосам. Вследствие того что теоретические предпосылки и обработка экспериментальных данных рассматривались нами с общих позиций гидроаэромеханики, независимо от физических свойств окружающей среды, имеются основания рассчитывать, что полученные нами результаты в определенной степени будут описывать законы изменения основных гидродинамических параметров центробежных насосов, работающих в сквозных дисперсных потоках. Приведенные таблицы сравнительных расчетов $\frac{N_{см}}{N_2}$ и $\frac{N_{см}}{N_2}$ для вентиляторов по на-

шим формулам и насосов по формулам Л.С.Животовского, А.П.Юфина и др. дают основание считать, что предлагаемые нами формулы вполне применимы для расчета изменения основных гидродинамических параметров центробежных насосов при работе их на смесях воды с твердыми частицами.

Проведенный анализ полученных нами уравнений и уравнений других исследователей позволяет сделать вывод, что противоречивые на первый взгляд уравнения для определения расчетной величины $N_{см}$ справедливы для тех условий, в которых были проведены ими исследования.

ВЫВОДЫ

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. В зависимости от коэффициента концентрации μ и расхода воздуха Q давление, развиваемое вентилятором на смеси $N_{см}$, может быть больше, меньше и равно давлению, развиваемому этим вентилятором на чистом воздухе.

2. В рабочей зоне характеристики вентилятора $N_{см}$ всегда меньше N_2 и чем больше μ , тем меньше $N_{см}$; интенсивность изменения $\frac{N_{см}}{N_2}$ от μ неравномерна. При некоторой величине μ отношение $\frac{N_{см}}{N_2}$ становится практически неизменным.

3. Для вентиляторов размером больше № 7 величина $N_{см}$ в диапазоне исследованных продуктов практически равна величине N_2 .

4. На величину отношения $\frac{N_{см}}{N_2}$ в большей степени влияет размер межлопаточного канала и в меньшей - форма лопаток.

5. В большей степени $N_{см}$ зависит от типа и размера вентилятора и в меньшей от размера перемешиваемых частиц.

6. Потребляемая мощность вентилятором при пропуске через рабочее колесо сыпучего материала возрастает с увеличением концентрации μ , размера рабочего колеса, а также зависит от физических и аэродинамических свойств частиц.

7. Для малых концентраций ($\mu < 0,2$) и размеров ($d_3 < 0,2$ мм) с достаточной для практики точностью величину потребляемой вентилятором мощности можно определять по данным исследований М.П.Калинушкина.

8. К.п.д. вентилятора, работающего на смеси $\eta_{см}$ является условной величиной и может быть применен при определении мощности, потребной для привода вентилятора. Так как $\eta_{см}$ определяют из отношения $\frac{Q N_{см}}{N_{см}}$, то уравнение для расчета $\eta_{см}$ имеет сложный вид; при этом расчет потребной для привода вентилятора мощности становится более сложным, чем непосредственный расчет $N_{см}$. Поэтому величина $\eta_{см}$ имеет практическое значение для центробежных вентиляторов с диаметром рабочего колеса более 0,7 м, где $N_{см} \approx N_{ч}$. В этом случае формула для расчета приобретает простой вид:

$$N_{см} = \frac{Q H_z}{102 \eta_{см}}$$

9. Полученные уравнения для расчета $N_{см}$ центробежных вентиляторов с достаточной степенью точности можно применять для расчета $N_{см}$ при работе центробежных насосов на гидросмеси.

Принятые обозначения

- H_z, N_z, η_z - давление (напор), потребляемая мощность и к.п.д. центробежного нагнетателя при работе на однокомпонентной среде;
- $N_{см}, N_{см}, \eta_{см}$ - то же при работе на двухкомпонентных средах;
- Q - расход воздуха (жидкости) нагнетателем, $\frac{м^3}{сек}$;
- μ - коэффициент весовой концентрации;
- G - расход твердой компоненты, $\frac{кг}{сек}$;
- N'_z - мощность, затраченная на передачу энергии только воздуху при движении смеси;
- $N_{см}$ - мощность, передаваемая нагнетателем твердым частицам;
- $N_{др}$ - мощность, расходуемая на дробление частиц;
- U - линейная скорость движения конца лопатки нагнетателя;
- d - размер твердых частиц;
- D_2 - диаметр рабочего колеса вентилятора;
- v_z - скорость витания частиц;
- $\rho_z, \rho_{см}$ - объемный вес воздуха (жидкости) и твердых частиц.
- H_T - теоретическая величина давления, развиваемая центробежным нагнетателем согласно уравнению Эйлера.

11912

Одесский технологический институт пищевой промышленности им. О. С. Ковалевской
БИБЛИОТЕКА

Основное содержание диссертационной работы опубликовано в статьях и материалах конференций:

1. Расчет потребной мощности для привода вентилятора, работающего в сквозных дисперсных потоках. - Известия вузов. "Пищевая технология", 1970, № 3.
2. Полное давление, развиваемое вентилятором при работе его в сквозных дисперсных потоках. - Известия вузов. "Пищевая технология", 1970, № 4.
3. Исследование изменений параметров центробежных вентиляторов при установке их в сквозные дисперсные потоки. Материалы первой Всесоюзной межвузовской конференции по процессам в дисперсных сквозных потоках. Одесса. 1967.

О результатах исследований доложено на Всесоюзной конференции по вентиляторам общепромышленного назначения. Москва. 1965.

XXУП, XXX и XXXI научных конференциях института ОТИПП им. М.В.Ломоносова. Одесса, 1965-70. Первой Всесоюзной межвузовской конференции по процессам в дисперсных сквозных потоках. Одесса - 1967.

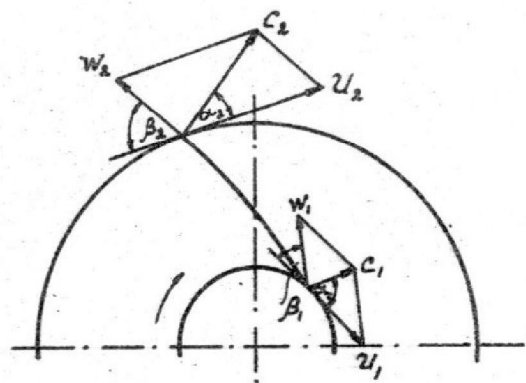
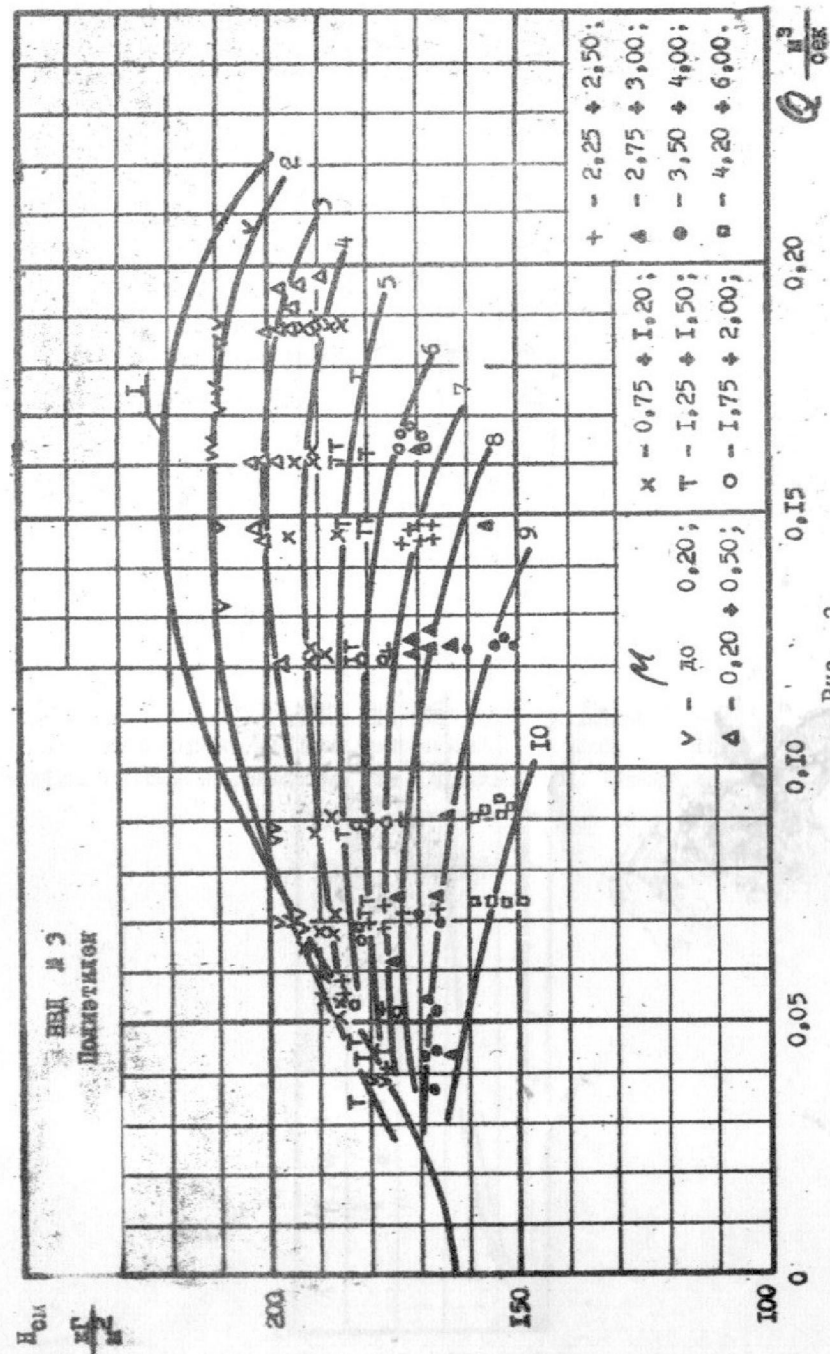


Рис.1



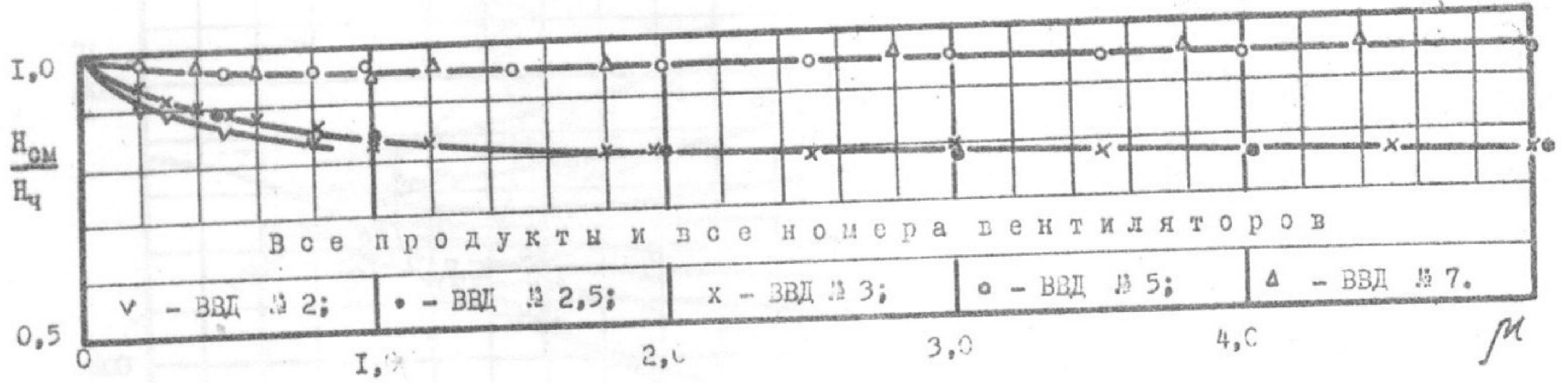


Рис.3