

деревообработка), либо отрасли сферы услуг. Отрицательная динамика численности сельского населения в меньшей степени проявляется в тех районах, в которых возможности несельскохозяйственной занятости представлены более широко. Наряду с Псковским районом, где число сельских жителей за последнее десятилетие практически не изменилась, в перечень подобных административных районов вошли Себежский и Пыталовский (во многом обусловлено занятостью на таможне и в приграничной торговле) – сокращение «селян» на 15%, Гдовском районе – уменьшение «селян»

всего на 12%, что связано с их высокой занятостью в рыбной отрасли.

Региональная власть, даже действуя в рамках исторически обусловленных и созданных центром ограничений, способна оказать значительное влияние на темпы и направленность экономических процессов на подведомственной территории. Особенно заметна роль региональной власти в периоды радикальных преобразований, когда возможности маневра существенно расширяются, а ее экономическое поведение может либо заметно ускорить темпы требуемых реформ, либо, наоборот, серьезно их затормозить.

Литература

1. Аграрные отношения: теория, историческая практика, перспективы развития. – М., Наука, 1993.
2. Демографические показатели Псковской области. Статистический сборник. – Псков: Псковстат, 2005. – 90 С.
3. Районы Псковской области: стат. сборник. Том 2. – Псковоблкомстат 1990, 1995, 2000, 2001, 2002, 2003, 2004.
4. Российский статистический ежегодник: Стат. сб. / Госкомстат России. – М., 2002.
5. Серова Е. В. Аграрная экономика – М., 1999. – 470 с.
6. Стиглиц Дж. Ю. Экономика государственного сектора. – М.: МГУ, 1997.
7. Социально-экономический анализ результатов реорганизации сельскохозяйственных предприятий. – М., 1999.
8. Трейси М. Сельское хозяйство и продовольствие в экономике развитых стран: введение в теорию, практику и политику. – СПб., 1995.
9. Чайнов А. В. Организация крестьянского хозяйства. – М., 1925.

В. В. Морозов, И. Б. Зимин, Е. М. Зимин, М. С. Волхов

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБРАБОТКИ ЗЕРНА НА ОЧИСТИТЕЛЬНО-СУШИЛЬНЫХ КОМПЛЕКСАХ

Важнейшим условием высокоэффективного использования машин и агрегатов для послеуборочной обработки зерна является обеспечение получения качественного зерна, при одновременном снижении энергозатрат на его обработку. Многолетние наблюдения и анализ агроклиматических условий в период уборки зерновых показали, что зерновой материал, поступающий с полей на послеуборочную обработку следует рассматривать как продукт, получаемый при самых неблагоприятных условиях и требующий незамедлительной обработки. Исключительную роль в этом отношении представляют агрегаты, выполняющие наиболее ответственные операции послеуборочной обработки – сушку и охлаждение зерновой массы.

наые операции послеуборочной обработки – сушку и охлаждение зерновой массы.

На Северо-Западе России необходимо высушивать практически все убранное с полей зерно, имеющее повышенную влажность (25-30%) и засоренность (до 20-30%). Для сушки зерна находят широкое применение зерносушильные агрегаты шахтного типа, принципиальным недостатком которых является ограниченный съем влаги за один пропуск зерна через шахту (4-6%) и как следствие – резкое снижение пропускной способности шахтной зерносушилки при ее работе на высоковлажном зерне.

Одним из путей решения отмеченной проблемы в работе шахтных зерносушилок является перевод их охладительных камер в сушильные. Данное техническое решение, реализованное нами на базе учебно-опытного хозяйства «Удрайское», позволило увеличить пропускную способность шахтной зерносушилки более чем на 30%.

Согласно агротехническим требованиям на сушку температура зерна после сушки не должна превышать температуру наружного воздуха более чем на 5...10°C. При отсутствии охладительных камер в усовершенствованном варианте зерносушилки, для выполнения отмеченного требования была поставлена новая задача – разработать эффективную технологию охлаждения зерна после сушки.

Анализ существующих конструкций агрегатов плотного слоя (шахтного и бункерного типов), широко применяемых для охлаждения зерна после сушки показал их низкую эффективность, обусловленную следующими недостатками:

-большие габариты охладительных устройств, вызывающие необходимость применения громоздких транспортных средств для

загрузки зерна и семян, а также выполнения трудоемких строительных работ;

-неравномерность охлаждения зерновой массы по сечению охладительной камеры;

-возможность нормальной работы охладительных устройств только при полностью заполненных емкостях, что требует применения дорогостоящих средств автоматики для контроля за процессом наполнения емкостей.

Проведенная совместными усилиями ученых Костромской и Великолукской ГСХА научно-исследовательская работа позволила разработать новый способ охлаждения зерна и техническую документацию, по которой было создано принципиально новое устройство – аэродинамический рабочий орган-охладитель зерна после сушки. Основным достоинством указанного устройства является возможность выполнения сразу нескольких технологических операций (транспортирования (выгрузки), охлаждения, выравнивания по влажности и дополнительной подсушки зерна) на одном рабочем органе.

Технологический процесс аэродинамического выгрузного рабочего органа-охладителя зерна после сушки заключается в следующем (см. рис. 1).

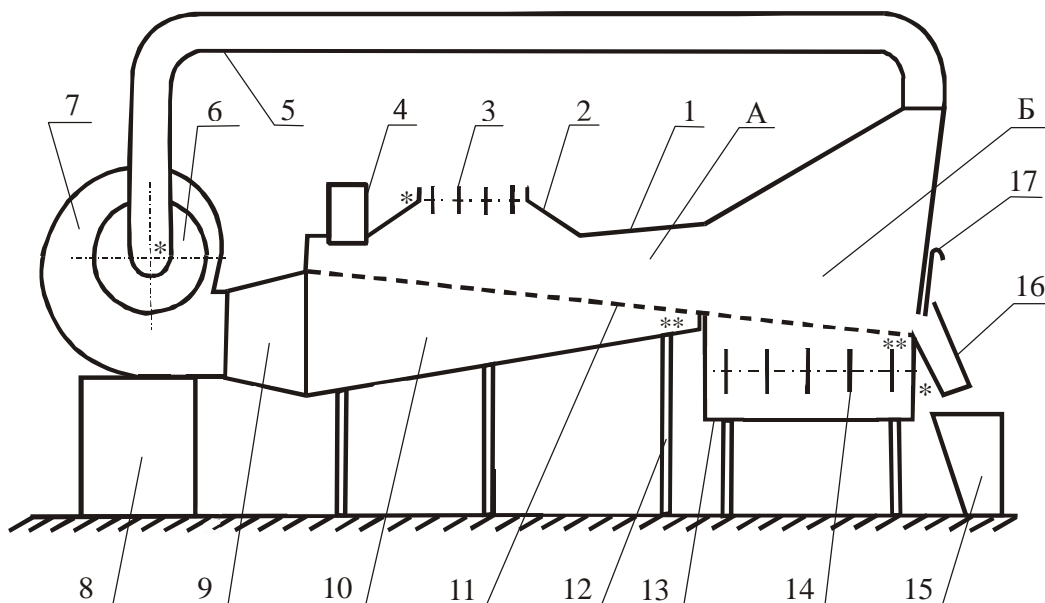


Рис. 1. Схема аэродинамического выгрузного рабочего органа-охладителя зерна после сушки

1 – конфузор; 2 – выхлопная камера; 3 – жалюзийная перегородка выхлопной камеры; 4 – загрузочная горловина; 5 – обратный трубопровод; 6 – переходник; 7 – вентилятор; 8 – опора; 9 – переходной патрубков; 10 – нагнетательный канал; 11 – газораспределительная решетка; 12 – стойка; 13 – всасывающий короб; 14 – жалюзийная перегородка всасывающего короба; 15 – бункер резерва; 16 – выпускной лоток; 17 – заслонка; А и Б – соответственно нагнетательная и всасывающая зона экспериментальной установки.

На первой стадии охлаждения, семена поступившие, с температурой $t = 43-45^{\circ}\text{C}$ и конечной влажностью после сушки $w = 13 \pm 3,5\%$, через загрузочную горловину 4 на газораспределительную решетку 11, формируют слой, высота которого, а также удельная нагрузка на решетку 11 и количество агента охлаждения выбираются таким образом, что образуют смесь наружного воздуха с подогретым от зерна воздушным потоком.

Приготовленная отмеченным способом воздушная смесь с $t = 25 - 30^{\circ}\text{C}$, непрерывно циркулируя в агрегате (по схеме: система обратного трубопровода 5 \rightarrow вентилятор 7 \rightarrow нагнетательный канал 10 \rightarrow газораспределительная решетка 11), пронизывает зерновой слой, обеспечивая совместно с транспортированием зерна выравнивание отдельных семян по влажности, досушку и перемещение зерна из зоны А в зону Б. Для регулирования температуры и влажности воздушной смеси используется жалюзийная перегородка 3 выхлопной камеры 2.

Зона (Б) второй стадии – «жестких» режимов охлаждения зерна, распространяется на участке газораспределительной решетки 11, расположенном над всасывающим коробом 13. В этой зоне охлаждаемый зерновой слой попадает под воздействие пронизывающих потоков наружного (холодного) воздуха, независимо подводимого через жалюзийную перегородку 14 всасывающего короба 13. При этом создаются условия для доведения зерна до температуры, определяемой агротехническими требованиями на сушку.

Одним из важнейших показателей определяющих выбор вентиляционной установки для предлагаемого выгрузного рабочего органа-охладителя зерновой массы является аэродинамическое сопротивление отдельных частей вентиляционной системы агрегата.

Рассмотрим основные теоретические предпосылки к определению аэродинамического сопротивления ($P_{\text{аэр}}$), способствующие качественному подбору вентиляционной установки к разработанному нами агрегату.

а) *Аэродинамическое сопротивление нагнетательного канала*

Потери давления по длине $P_{\text{н.к.}}$, на любом участке нагнетательного канала, определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$P_{\text{н.к.}} = I_{\text{н.к.}} \frac{L}{D_{\text{эк.н.к.}}} r_{\text{в}} \frac{u_{\text{н.к.}}^2}{2}, \quad (1)$$

где $\lambda_{\text{н.к.}}$ – коэффициент сопротивления по длине; L – длина воздуховода, м; $D_{\text{эк.н.к.}}$ – эквивалентный диаметр участка нагнетательного канала, м; $\rho_{\text{в}}$ – плотность стандартного воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; $v_{\text{н.к.}}$ – средняя скорость движения воздуха в воздуховоде, м/с.

Значение эквивалентного диаметра $D_{\text{эк.н.к.}}$ можно определить на основании рисунка 2 следующим образом:

$$D'_{\text{эк.н.к.}} = \frac{2H_{\text{н.к.}}B_{\text{н.к.}}}{H_{\text{н.к.}} + B_{\text{н.к.}}} = \frac{2(H_{\text{н.к.}} - l_{\text{к}} \sin a_{\text{к}})B_{\text{н.к.}}}{(H_{\text{н.к.}} - l_{\text{к}} \sin a_{\text{к}}) + B_{\text{н.к.}}}, \quad (2)$$

где $D'_{\text{эк.н.к.}}$ – эквивалентный диаметр нагнетательного канала, определяемый на уровне расположения газораспределительной решетки, м; $H_{\text{н.к.}}$ и $B_{\text{н.к.}}$ – соответственно высота и ширина входного окна нагнетательного канала аэродинамического выгрузного рабочего органа – охладителя зерна после сушки, м; $l_{\text{к}}$ – длина козырька скатной пластины, м; $\alpha_{\text{к}}$ – угол наклона козырька скатной пластины, град.

Коэффициент сопротивления по длине, в формуле (1), может быть определен с учетом выражения (2) по формуле:

$$I_{\text{н.к.}} = 0,11 \left(\frac{k(H_{\text{н.к.}} - l_{\text{к}} \sin a_{\text{к}}) + B_{\text{н.к.}}}{2(H_{\text{н.к.}} - l_{\text{к}} \sin a_{\text{к}})B_{\text{н.к.}}} + \frac{68n((H_{\text{н.к.}} - l_{\text{к}} \sin a_{\text{к}}) + B_{\text{н.к.}})^{0,25}}{v_{\text{н.к.}}^2 (H_{\text{н.к.}} - l_{\text{к}} \sin a_{\text{к}})B_{\text{н.к.}}} \right) \quad (3)$$

Скорость воздуха – $v_{\text{н.к.}}$, на входе в нагнетательный канал:

$$u'_{\text{н.к.}} = \frac{Q}{F_{\text{н.к.}}} = \frac{Q}{(H_{\text{н.к.}} - l_{\text{к}} \sin a_{\text{к}})B_{\text{н.к.}}}, \quad (4)$$

где Q – количество воздуха подаваемого вентилятором в нагнетательный канал, $\text{м}^3/\text{ч}$; $F_{\text{н.к.}}$ – площадь поперечного сечения входного окна нагнетательного канала, м^2 .

Подставляя выражения (2) и (4) в формулу (1), получим:

$$P_{\text{н.к.}} = I_{\text{н.к.}} r_{\text{в}} \frac{L((H_{\text{н.к.}} - l_{\text{к}} \sin a_{\text{к}}) + B_{\text{н.к.}})^2}{4(H_{\text{н.к.}} - l_{\text{к}} \sin a_{\text{к}})^3 B_{\text{н.к.}}^3} \quad (5)$$

б) *Аэродинамическое сопротивление обратного трубопровода*

Аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети обратного трубопровода – $P_{\text{об.т.}}$ можно определить на основе метода приведенных длин:

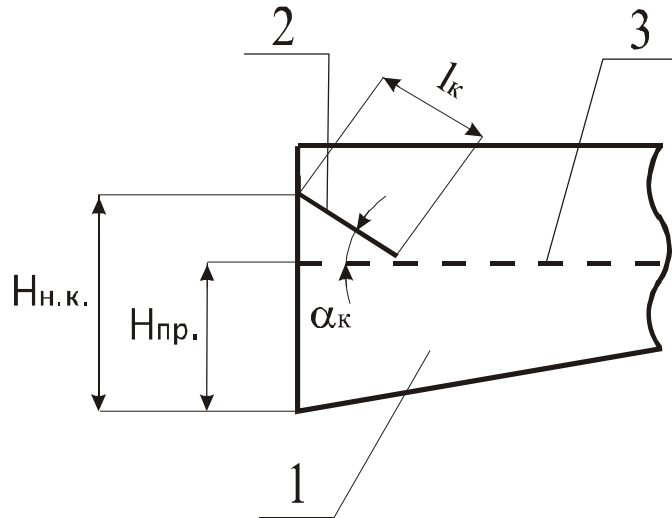


Рис. 2. Схема конструктивных элементов участка расположенного на входе в нагнетательный канал
1 – нагнетательный канал; 2 – скатная пластина; 3 – газораспределительная решетка

$$P_{об.т.} = R_n l_n + \sum x_{м.с.} \frac{r_{г} u_{об.т.}^2}{2}, \quad (6)$$

где R_n – потери давления на 1м длины воздухопровода, Па/м; l_n – расчетная длина прямолинейного участка воздухопровода, м; $\sum x_{м.с.}$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений по длине воздухопровода; $u_{об.т.}$ – скорость воздуха на участке обратного трубопровода, м/с.

Значение параметра R_n можно определить по формуле:

$$R_n = \frac{l_{об.т.}}{D} \frac{r_{г} u_{об.т.}^2}{2}, \quad (7)$$

где $\lambda_{об.т.}$ – коэффициент сопротивления по длине обратного трубопровода; D – диаметр участка трубопровода, м.

Суммарный коэффициент местных сопротивлений:

$$\sum x_{м.с.} = l_{м.с.} \frac{l_{экв.м.с.}}{D_{м.с.}}, \quad (8)$$

где $\lambda_{м.с.}$ – коэффициент сопротивления по длине в местном сопротивлении; $l_{экв.м.с.}$ – длина воздухопровода, эквивалентная местным сопротивлениям, м; $D_{м.с.}$ – диаметр местного сопротивления, м.

После подстановки выражений (7) и (8) в формулу (6), можно записать:

$$P_{об.т.} = \frac{l_{об.т.}}{D} (l_n + l_{экв.м.с.}) \frac{r_{г} u_{об.т.}^2}{2} \quad (9)$$

Примем во внимание, что сумма длин l_n и $l_{экв.м.с.}$ в выражении (9) составляет приведенную длину обратного трубопровода $l_{пр.}$. Тогда с учетом того, что наилучшим, с точки зрения уменьшения потерь давления в сети, является круглое сечение обратного трубопровода, а также при этом учитывая, что: $D=2R$ (где R – радиус круглого сечения участка обратного трубопровода), и:

$$u_{об.т.} = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{pR^2}, \quad (10)$$

где F – площадь поперечного сечения обратного трубопровода, м².

Получим:

$$P_{об.т.} = \frac{l_{об.т.} l_{пр.} r_{г}}{4p^2 R^5} Q^2 \quad (11)$$

в) *Аэродинамическое сопротивление газораспределительной решетки*

Из рисунка 3 видно, что газораспределительная решетка выгрузного рабочего органа – охладителя зерна после сушки, выполнена в виде набора жалюзийных пластин. Для лучшего забора воздушного потока пластины имеют отгиб величиной $l_{пл.}$ под углом $\alpha_{пл.}$

Потери давления из-за местных сопротивлений – $P_{гр.}$, при прохождении воздушного потока через щели газораспределительной

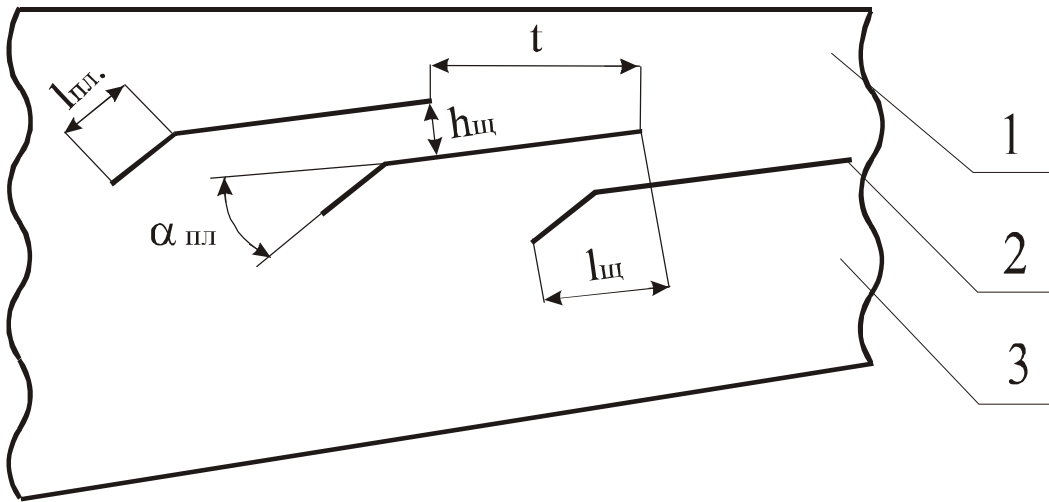


Рис. 3. Схема расположения жалюзийных пластин газораспределительной решетки

1 – транспортный канал; 2 – жалюзийная пластина газораспределительной решетки; 3 – воздухораспределительный канал

решетки, целесообразно определять по формуле Вейсбаха:

$$P_{зр.} = \xi \rho_v \frac{u_{щ}^2}{2}, \quad (12)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления; ρ_v – плотность воздуха, кг/м³; $u_{щ}$ – скорость выхода воздуха из щели решетки, м/с.

Средняя скорость выхода воздушного потока через одиночную щель газораспределительной решетки рассчитывается по формуле:

$$v_{щ} = \frac{Q}{\sum F_{щ,з.р.}}, \quad (13)$$

где Q – расход воздушного потока, м³/с; $\sum F_{щ,з.р.}$ – суммарная площадь щелей газораспределительной решетки, м².

Коэффициент местного сопротивления – ξ , определяется по формуле:

$$\xi = l_n \frac{\sum l_{щ}}{D_{эк.з.р.}} = l_n \frac{l_{щ} L_{з.р.}}{D_{эк.з.р.} t}, \quad (14)$$

где λ_n – коэффициент сопротивления газораспределительной решетки; $\sum l_{щ}$ и $l_{щ}$ – соответственно суммарная длина щелей и длина одиночной щели решетки, м; $L_{з.р.}$ и $D_{эк.з.р.}$ – соответственно длина и эквивалентный диаметр

газораспределительной решетки, м; t – шаг щелей решетки, м.

Коэффициент λ_n определяется по известной формуле А. Альтшуля.

Эквивалентный диаметр $D_{эк.з.р.}$, можно вычислить по формуле:

$$D_{эк.з.р.} = \frac{4 \sum F_{щ,з.р.}}{U_{з.р.}} = \frac{2 L_{з.р.} b_{щ} h_{щ} c}{t (L_{з.р.} + b_{щ})}, \quad (15)$$

где $U_{з.р.}$ – периметр газораспределительной решетки, м; $b_{щ}$ и $h_{щ}$ – соответственно ширина и высота щели газораспределительной решетки, м; c – коэффициент отгиба жалюзийной пластины решетки.

Ширина щели – $b_{щ}$, определяется из формулы:

$$b_{щ} = B_{в.к.} - 2b_{пр.}, \quad (16)$$

где $B_{в.к.}$ – ширина воздухораспределительного канала, м; $b_{пр.}$ – ширина металлической прокладки, расположенной в зазоре между пластинами газораспределительной решетки, м.

Учитывая, что $B_{в.к.} = B_{н.к.}$ и подставив формулу (16) в выражение (15), имеем:

$$D_{эк.з.р.} = \frac{2 L_{з.р.} (B_{н.к.} - 2b_{пр.}) h_{щ} c}{t (L_{з.р.} + (B_{н.к.} - 2b_{пр.}))} \quad (17)$$

Таким образом, формулу (14), в соответствии с выражением (17), можно преобразовать в виде:

$$x = I_n \frac{l_{щ} \left(L_{з.р.} + (B_{н.к.} - 2b_{нр.}) \right)}{2(B_{н.к.} - 2b_{нр.}) h_{щ} c} \quad (18)$$

После подстановки формулы (18) в формулу (12), выражение для определения аэродинамического сопротивления газораспределительной решетки, запишется в следующем виде:

$$P_{з.р.} = I_n r_{в} \frac{l_{щ} \left(L_{з.р.} + (B_{н.к.} - 2b_{нр.}) \right)}{4(B_{н.к.} - 2b_{нр.}) h_{щ} c} v_{щ}^2 \quad (19)$$

Преобразовывая выражение (19) с учетом формулы (13), получим:

$$P_{з.р.} = I_n r_{в} \frac{l_{щ} \left(L_{з.р.} + (B_{н.к.} - 2b_{нр.}) \right)^2}{4(B_{н.к.} - 2b_{нр.})^3 h_{щ}^3 c^3 L_{з.р.}^2} Q^2 \quad (20)$$

Общее аэродинамическое сопротивление $P_{аэп.}$, рассматриваемого агрегата для охлаждения и транспортирования к месту выгрузки зерна после сушки, с учетом зависимостей (5), (11) и (20) может быть рассчитано по формуле:

$$P_{аэп.} = I_{н.к.} r_{в} \frac{L \left((H_{н.к.} - l_{к} \sin a_{к}) + B_{н.к.} \right)}{4(H_{н.к.} - l_{к} \sin a_{к})^3 B_{н.к.}^3} Q^2 + \frac{I_{об.м.нр.} r_{в}}{4\rho^2 R^5} Q^2 + I_n r_{в} \frac{l_{щ} \left(L_{з.р.} + (B_{н.к.} - 2b_{нр.}) \right)^2}{4(B_{н.к.} - 2b_{нр.})^3 h_{щ}^3 c^3 L_{з.р.}^2} Q^2 \quad (21)$$

В соответствии с поставленными задачами были проведены экспериментальные исследования в производственных условиях с непосредственной привязкой разработанного агрегата к технологической линии по послеуборочной обработке зерна.

Исследование основных показателей работы выгрузного рабочего органа-охлаждителя зерна после сушки осуществлялось при изменении следующих трех параметров, которые были выбраны в качестве определяющих: а) угол поворота (b_1) заслонки, располо-

женной на входе во всасывающее окно вентилятора (на рис. 1 обозначено «*»); б) угол поворота жалюзийных пластин выхлопной камеры (b_2); в) угол поворота пластин жалюзийной перегородки всасывающего короба (b_3) (на рис. 1 обозначено «**»).

Результаты производственных исследований и проведенный многофакторный регрессионный анализ позволили установить влияние отмеченных факторов на такие выходные величины, как:

• потери давления в вентиляционной системе

$$P_{аэп.} = 244,28 + 53,94b_1 + 3,87b_2 + 8,14b_3 + 14,36b_1^2 + 1,63b_2^2 - 3,11b_3^2 + 4,07b_1b_2 + 1,4b_1b_3 \quad (22)$$

Анализ полученной модели показал, что доминирующее влияние на величину $P_{аэп.}$, оказывает угол поворота заслонки всасывающего окна вентилятора – b_1 . При увеличении значения данного фактора растут и потери давления воздушного потока в агрегате, что связано с увеличением расхода воздуха на технологические процессы, протекающие в вентиляционной системе.

• расход воздуха в агрегате

$$Q_{(н)} = 2,21 + 0,296b_1 + 0,03b_2 + 0,06b_3 + 0,04b_1^2 + 0,01b_2^2 - 0,01b_3^2 + 0,01b_1b_2 - 0,02b_1b_3 \quad (23)$$

Расход воздуха в агрегате возрастает пропорционально увеличению каждого из исследуемых факторов. Однако, с учетом того, что величина расхода воздуха в аэродинамическом выгрузном рабочем органе – охладителе зерна после сушки, должна быть тесно увязана с пропускной способностью агрегата и конкретного зерносушильного оборудования (в составе с которым работает рассматриваемый агрегат), рациональные параметры по расходу воздуха в агрегате находятся в пределах: $Q = 2,173 - 2,611 \text{ м}^3/\text{с}$.

• пропускная способность по выгрузке зерновой массы

$$G_{к.о.(н)} = 4500 + 1195,25b_1 + 118b_2 + 233b_3 - 73,75b_1^2 + 83,25b_2^2 - 39,75b_3^2 + 78,5b_1b_2 - 42b_1b_3 \quad (24)$$

Приведенная математическая модель позволяет сделать вывод, что с увеличением угла поворота заслонки, расположенной на входе во всасывающее окно вентилятора (фактор b_1), наблюдается наиболее существенное увеличение пропускной способности агрегата. При увеличении углов поворота жалюзийных пластин выхлопной камеры (фактор b_2) и всасывающего короба (фактор b_3), также наблюдается, хотя и менее заметное увеличение пропускной способности установки. Рациональные параметры по пропускной способности аэродинамического выгрузного рабочего органа – охладителя зерна после сушки находятся в пределах: $G_{к.о.(п)} = 4392-5972$ кг/ч.

- температурный перепад в зерновой массе после ее охлаждения

$$dt_{(п)} = 6,18 + 1,57b_1 - 0,24b_2 + 0,46b_3 - 0,15b_2^2 \quad (25)$$

Анализ представленной математической модели показывает, что увеличение угла наклона жалюзийных пластин выхлопной камеры (фактор b_2), не способствует эффективному снижению температуры зерновок, вследствие того, что при данных режимах работы, большая часть отработавшего в агрегате и подогретого от зерна воздушного потока не поступает в атмосферу, а находится в постоянном контакте с перемещаемыми зерновками. При увеличении угла поворота жалюзийных пластин всасывающего короба (фактор b_3), наблюдается повышение эффективности охлаждения зерна, что объясняется увеличением количества наружного воздуха, поступающего в охлаждаемый зерновой слой через всасывающий короб и имеющего более низкую температуру.

В производственных условиях, нами были проведены дополнительные исследования по изучению влияния режимных параметров рассматриваемого агрегата на качественные показатели семян. В результате проведен-

ных исследований было установлено, что после пропуска зерновой массы через аэродинамический выгрузной рабочий орган – охладитель зерна после сушки, всхожесть семян увеличилась на 1%, а энергия прорастания на 1...2%.

Технико-экономическая эффективность от внедрения в производство результатов научно-исследовательской работы

В результате перевода охлаждающих камер в сушильные и реконструкции системы подшахтных бункеров шахтной зерносушилки, с учетом применения принципиально нового выгрузного рабочего органа – охладителя зерновой массы, пропускная способность сушильного агрегата увеличилась на 38,2%. Годовой экономический эффект составляет 52142 руб., денежные средства, затраченные хозяйством на модернизацию зерносушилки, окупаются через 1,46 года.

Предложенная технология и агрегат для сушки и охлаждения семенного зерна разработаны на основе биологического подхода к изучению зерна как объекта послеуборочной обработки, способного коренным образом изменять свои качественные показатели в зависимости от принятой технологии и установленных технологических режимов обработки.

Для дальнейшего совершенствования технологических процессов послеуборочной обработки зерна требуют пристального рассмотрения вопросы, связанные с активным внедрением в хозяйства Псковской области и в целом Северо-Запада РФ установок аэрожелобного типа. Положительный опыт в этом отношении имеется в хозяйствах Костромской, Ярославской, Ивановской и др. областей, где на протяжении многих лет используются приемные отделения и зерносушильные агрегаты на базе аэрожелобов, зарекомендовавшие себя в качестве эффективных технических средств послеуборочной обработки зерна.