

36.
3-13

Экономия
топлива
и электроэнергии

А. А. Завьялов

ПОВЫШЕНИЕ
ЭФФЕКТИВНОСТИ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
ЖИДКОГО ТОПЛИВА
В ХЛЕБОПЕКАРНЫХ
ПЕЧАХ

ЛЕГКАЯ
И ПИЩЕВАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



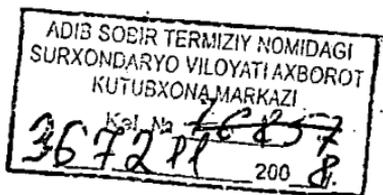


Экономия
топлива
и электроэнергии

26.4.82

А. А. Завьялов

ПОВЫШЕНИЕ
ЭФФЕКТИВНОСТИ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
ЖИДКОГО ТОПЛИВА
В ХЛЕБОПЕКАРНЫХ
ПЕЧАХ



МОСКВА
ЛЕГКАЯ
И ПИЩЕВАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ
1982

ББК 36.83

З-13

УДК 664.655.041-63.004.14

Завьялов А. А. Повышение эффективности использования жидкого топлива в хлебопекарных печах. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 232 с.

Книга посвящена эффективному использованию жидкого топлива на всех участках топливного хозяйства хлебопекарных предприятий — от складов хранения до форсуночных устройств. Приведены физико-химические характеристики жидкого топлива, конструкции отечественных и зарубежных форсуночных агрегатов, основные положения по контролю, регулированию и автоматизации топочных процессов с целью повышения их эффективности.

Рассмотрены способы рационального хранения топлива, показаны пути правильного использования горючего и форсуночных агрегатов. Освещены вопросы автоматизации топливного хозяйства, изложены основные положения по испытаниям форсунок и даны рекомендации по выбору конструкционных материалов для форсунок и топков хлебопекарных печей различного типа.

Книга предназначена для специалистов хлебопекарной промышленности, занимающихся вопросами конструирования, эксплуатации и наладки форсунок, топочных устройств и топливного хозяйства при работе на жидком топливе.

Таблиц 27, иллюстраций 53, список литературы 74 названия.

Рецензенты: канд. техн. наук А. А. КОРЧИНСКИЙ, инженер А. И. БАРМИНА

З $\frac{2903000000-109}{044(01)-82}$ 109—82

© Издательство «Легкая и пищевая промышленность», 1982 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В апреле 1981 г. Центральный Комитет КПСС и Совет Министров СССР приняли постановление «Об основных направлениях и мерах по повышению эффективности использования топливно-энергетических ресурсов в народном хозяйстве в 1981—1985 гг. и на период до 1990 г.»

Рассматривая усиление режима экономии топлива и энергии и устранение непроизводительных потерь их в народном хозяйстве как необходимое условие и значительный резерв повышения эффективности общественного производства, ЦК КПСС и Совет Министров СССР обязали министерства и ведомства СССР, Советы Министров союзных республик, предприятия, партийные и общественные организации принять неотложные меры к устранению недостатков в использовании топливно-энергетических ресурсов.

В хлебопекарной промышленности одним из путей решения этой задачи является повышение эффективности использования жидкого топлива, разработка и внедрение новых типов автоматизированных форсунок и топочных устройств печей, которые должны обеспечить экономное и надежное сжигание жидкого топлива различных марок. Увеличение доли потребления жидкого топлива для обогрева хлебопекарных печей и прочих тепловых устройств, эксплуатируемых на хлебозаводах, позволит сэкономить горючее, комплексно механизировать и автоматизировать тепловые процессы и топливное хозяйство, а также снизить себестоимость выпускаемой продукции.

Жидкое топливо является важным энергетическим и сырьевым ресурсом и всякий его перерасход сказывается на повышении себестоимости продукции и снижении эффективности общественного производства.

В хлебопекарной промышленности Минпищепрома СССР удельный вес жидкого топлива постоянно возрастает, и к 1990 г. планируется увеличение его доли в общем топливном балансе отрасли до 24—25%. Это горючее также имеет существенное значение как резервное топливо для предприятий, работающих на газе.

Относительно низкий объем внедрения жидкого топлива на хлебопекарных предприятиях объясняется следующими причинами.

Во-первых, отечественное машиностроение пока не выпускает полностью автоматизированных форсуночных агрегатов, способных обеспечить экономичное и надежное сжигание жидкого топлива в печах различного типа, особенно в печах с рециркуляцией продуктов сгорания. Поэтому в большинстве случаев применяются форсунки зарубежных конструкций, отличающиеся специфическими особенностями как в принципе действия, так и в используемых марках жидкого топлива.

Сейчас широко применяются отечественные и зарубежные хлебопекарные печи марок БН, ПХС, ХПУ, ППЦ, «Минел» и др. с рециркуляцией продуктов сгорания. Конструктивные особенности топочных устройств этих печей вызывают необходимость использования специальных маловязких и малосернистых марок жидкого топлива (типа дизельного, бытового и пр.). Опыт эксплуатации указанных печей на данных видах топлива показывает, что для надежного его сжигания требуется разработка специальных мер, вплоть до реконструкции отдельных элементов печей, форсунок и топливного хозяйства хлебозаводов.

Во-вторых, практически отсутствуют обоснованные рекомендации по организации процессов сжигания, хранения и транспортировки жидкого топлива в условиях хлебопекарных предприятий; в ряде случаев не учитываются физико-химические и теплотехнические характеристики используемого топлива, что приводит к его значительным потерям и ухудшению качества, быстрому перегосу камер сгорания и смещения.

Настоящее издание является первой попыткой систематизации, обобщения и анализа имеющегося опыта эксплуатации и исследований процессов подготовки и сжигания топлива и разработки обоснованных практических рекомендаций по повышению эффективности использования жидкого топлива в хлебопекарных печах.

В книге использованы научно-исследовательские, наладочные и проектно-конструкторские работы, проводимые НПО «Хлебпром», трестом «Оргпищепром» и МТИППом за последние годы в области топочных процессов, а также опыт других отраслей народного хозяйства по сжиганию жидкого топлива.

Автор приносит искреннюю благодарность сотрудникам НПО «Хлебпром» Г. Е. Рябинкиной и В. Е. Капошеченкову за оказанную помощь при проведении исследований и наладочных работ.

Глава I. ЖИДКОЕ ТОПЛИВО И ТОПОЧНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ХЛЕБОПЕКАРНЫХ ПЕЧАХ

Состав и характеристики жидкого топлива

В хлебопекарной промышленности СССР наиболее распространенным видом жидкого топлива, используемым для обогрева хлебопекарных печей, парогенераторов, сушилок и прочих тепловых установок, является топливо малой и средней вязкости, которое получают извлечением из сырой нефти более легких фракций (40—60%). Остающийся после перегонки тяжелый остаток (высокосернистые мазуты) используется как горючее для теплосиловых установок.

Жидкое топливо представляет собой сложные соединения горючих элементов, молекулярное строение которых еще недостаточно изучено.

Эффективность использования жидкого топлива в хлебопекарных печах и надежность работы горелочных и топочных устройств определяются его составом и физико-химическими и теплотехническими характеристиками: вязкостью, содержанием серы, коксуемостью, влажностью, содержанием и составом минеральных примесей и теплотой сгорания. Анализ этих показателей проводится лабораториями нефтебаз для каждой партии топлива, отпускаемой потребителю. Результаты этих анализов представлены в сертификатах на топливо и передаются потребителю, который должен учитывать их изменение в процессе оперативного контроля топочных процессов, а также при учете и хранении топлива.

Нормируемые свойства жидкого топлива, применяемого на отечественных хлебозаводах, приведены в приложении I. В приложении II дан ряд характеристик жидкого топлива, используемого в хлебопекарных печах ряда западноевропейских и американских фирм.

Рассмотрим основные характеристики отечественных марок жидкого топлива, сжигаемого в хлебопекарных печах.

Физико-химические характеристики

Дизельное топливо автотракторное, (ГОСТ 305—73). Его получают прямой перегонкой нефти и смешиванием получаемых продуктов с компонентами, допущенными для этой цели [40]. Основное применение этого топлива — быстроходные двигатели с частотой вращения ниже 1000 об/мин. Топливо малой вязкости. Различают следующие марки этого топлива: арктическое ДА (температура эксплуатации окружающего воздуха — 50°С и выше); зимнее ДЗ (—30° и выше) и летнее ДЛ (0°С и выше).

Дизельное топливо (ГОСТ 4749—73) для быстроходных дизелей. Предназначено для двигателей с частотой вращения выше 1000 об/мин. Также установлены три марки (ДА, ДЗ и ДЛ) с аналогичными температурами эксплуатации. Топливо малой вязкости. В нем не должно содержаться водорастворимых кислот и щелочей, воды и механических примесей. В период с 1 мая по 1 октября в топливе марки ДЛ допускается наличие следов воды [40].

Топливо для бытовых нужд (ТУ 38-101656—76). Изготавливают из дистиллятных фракций, получаемых при прямой перегонке нефти и при вторичных процессах нефтепереработки. Это топливо малой вязкости и предназначено для предприятий коммунально-бытовых услуг, сельского хозяйства и населения и рекомендовано Госпланом СССР для хлебопекарных печей [20].

Топливо для тихоходных дизелей (моторное). Его получают смешиванием остаточных и дистиллятных продуктов (ГОСТ 1667—68). Установлены три марки: ДТ-1 (M_3), ДТ-2 (M_4) и ДТ-3 (M_5), отличающиеся по вязкости, коксуемости и зольности. Топливо средней вязкости.

В нем не должно содержаться сероводородов и водорастворимых кислот и щелочей. В отдельных случаях допускается (по согласованию с потребителем) содержание серы не более 2,5%. В период с мая по август в южные районы разрешается поставка топлива с температурой застывания +20°С.

Масло соляровое (ГОСТ 1666—61). Представляет собой дистиллят щелочной очистки, применяемый в качестве топлива для дизелей и технологических целей. Имеет среднюю вязкость.

Мазуты флотские (ГОСТ 10585—75). Топливо вязкое; получают из продуктов прямой перегонки нефти с добавлением до 22% керосино-газолиевых фракций каталитического или термического крекинга. Выпускают две марки — Ф5 и Ф12, различающиеся по вязкости. По действующим нормам ВНИИ переработки нефти для этого топлива разработаны присадки ВНИИ П-102 и ВНИИ П-103, улучшающие процесс горения и снижающие химический и механический недожог и количество сернистых отложений.

Мазут топочный (ГОСТ 10585—75). Топливо вязкое; является продуктом глубокой перегонки нефти. Кроме жидких углеводородных компонентов содержит пластичные и твердые вещества, которые в мелкодисперсном коллоидном состоянии распределены в общей массе топлива. Эти вещества, представляющие собой высокомолекулярные соединения с 85—87% углерода (асфальтены, смолы, карбены, карбоиды), способны в процессе нагрева выделяться, образуя коксовый остаток.

Мазут в зависимости от вязкости выпускается трех марок: М40, М100 и М200, из которых в хлебопекарной промышленности применяют М40 и М100. Марка мазута по ГОСТ 10585—75 численно равна величине вязкости при 50°С в условных градусах (°ВУ). В ряде случаев допускается поставка мазута М40 с зольностью до 0,5%, а флотского марки Ф12 — до 0,15%. Допускается содержание смолистых веществ в мазутах Ф5 и Ф12 не более 5%.

Во всех марках жидкого топлива, прошедшего водные перевозки или слитого при подогреве «острым» паром (открытым способом), содержание воды не должно превышать 5%.

Ограниченность применения вязкого топлива в печах обусловлена конструктивными особенностями горелочных и топочных уст-

роиств; достаточно быстрым коксованием и сернистой коррозией газового тракта. При выборе жидкого топлива для печей с рециркуляцией продуктов сгорания следует руководствоваться прежде всего соображениями по возможности (в пределах экономически обоснованного) снижению содержания серы, кокса, золы и металлопримесей.

Для печей в кирпичной кладке типа ФТЛ-2, ФТЛ-20, ХПА-40 и др. существенные ограничения по физико-химическим характеристикам сжигаемого топлива отсутствуют. Для них могут быть использованы как маловязкие, так и вязкие марки горючего, выбор которых определяется в первую очередь конструкцией горелочного устройства.

Состав топлива

В жидком топливе для хлебопекарных печей содержится (в %): углерода 83—88, водорода 10—12, влаги не более 3—4 и золы 0,5. Теплота сгорания составляет 39—40 МДж/кг. Топливо содержит также и негорючие минеральные примеси, превращающиеся при сжигании в золу и влагу.

Минеральные примеси и влажность одного и того же сорта топлива из разных районов его месторождения могут быть неодинаковы; также изменяются они при транспортировании и хранении.

Главным горючим компонентом жидкого топлива является углерод, сжигание которого обуславливает выделение основного количества тепла (34,4 МДж/кг).

Водород является вторым по значению элементом горючей массы топлива, его содержание колеблется от 11 до 14%. Теплота сгорания водорода при переходе в водяной пар — 10,8 МДж/кг.

Кислород и азот в топливе являются органическим балластом, их наличие уменьшает содержание горючих элементов в топливе. Кроме того, кислород, находясь в соединении с водородом или углеродом топлива, переводит определенную часть горючих в окислившееся состояние и уменьшает теплоту сгорания. Азот при сжигании топлива в атмосфере воздуха не окисляется и переходит в продукты сгорания в свободном виде.

Сера может содержаться в топливе в трех видах: органическая $S_{ор}$, колчеданная S_K и сульфатная S_e .

Органическая сера входит в состав сложных высокомолекулярных органических соединений. Колчеданная сера представляет собой соединения с металлом (чаще с железом, образуя железный колчедан FeS_2) и входит в минеральную часть топлива. $S_{ор}$ и S_K при горении топлива окисляются с выделением тепла. Сульфатная сера входит в минеральную часть топлива в виде сульфатов $CaSO_4$ и $FeSO_4$ и в процессе горения окислению не подвергается. Сульфатные соединения серы при горении переходят в золу, которая осажается на поверхностях нагрева. $S_{ор}$ и S_K при сгорании топлива переходят в газообразные соединения SO_2 и в небольшом количестве — в SO_3 . Вследствие низкой теплоты сгорания (9,3 МДж/кг) присутствие серы уменьшает теплотворную способность топлива.

По содержанию серы различают малосернистые ($S^P \leq 0,5\%$), сернистые (S^P до 1%) и высокосернистые (S^P до 3,5%) марки жидкого топлива (ГОСТ 1501—57). Дизельное и бытовое топливо относятся к малосернистому, моторное и соляровое масло — к сер-

нистому, мазуты — частично к сернистому, а большей частью — к высокосернистому топливу.

Образующийся при горении сернистый газ SO_2 , особенно сопутствующий ему в небольшом количестве серный газ SO_3 , вызывает коррозию греющих поверхностей из углеродистых сталей. Наиболее интенсивная коррозия наблюдается при температурах газов, близких к температуре точки росы. Кроме того, серные окислы уходящих газов загрязняют воздушный бассейн.

При сжигании жидкого топлива наибольшие трудности вызывают содержащиеся в топливе в виде минеральных примесей окислы щелочных металлов и ванадия, которые снижают температуру размягчения золы (равную $800-1100^\circ C$) с образованием плотных отложений, трудно поддающихся очистке. Окислы ванадия способствуют интенсивной коррозии поверхностей нагрева, расположенных в области высоких температур (топочные устройства, камеры смешения, начальные участки обогрева печей с рециркуляцией и без нее).

В табл. 1 обобщены данные НПО «Хлебпром», ВНИИ переработки нефти и справочные материалы и результаты анализов в специализированных организациях. Эти данные не имеют постоянных значений, поскольку зависят от состава топлива, свойств исходного сырья и пр.

Таблица 1

ХИМИЧЕСКИЙ СОСТАВ РАБОЧЕЙ МАССЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Марка топлива	Состав рабочей массы, %						$RO_2^{\text{Макс}}$	Нижняя температура сгорания, $MD_{ж/кг}$
	CP	HP	OP+NP	SP	AP	SP		
Дизельное автотракторное для быст- роходных дизелей	86	13,7	0,3	0,1	0	0	15,5	42,9
	88,6	12,9	0,4	0,1	0	0	15,4	42,4
Моторное	85,5	12,0	0,26	0,4	0,04	1,0	15,8	41,5
Масло соляровое	86,5	12,8	0,3	0,4	0	0	15,8	42,3
Мазуты малосерни- стые с влажностью, %								
0	87,8	10,8	0,7	0,7	0	0	16,0	40,6
3	84,65	11,7	0,3	0,3	0,05	3	16,0	40,3
6	82,5	10,8	0,3	0,35	0,05	6	16,0	39,4
9	81,05	10,25	0,3	0,35	0,05	9	16,0	36,8
Мазуты сернистые	83,8	11,2	0,5	1,4	0,1	3	16,0	39,8
Топливо для быто- вых нужд	86,0	13,7	0,2	0,1	0	0	15,6	43,0

Примечание. В каждом конкретном случае состав топлива и его характеристики могут значительно отличаться от приведенных. Поэтому для расчета топочных процессов необходимо их уточнение (на основании сертификатов или лабораторных анализов).

При их оценке необходимо учитывать, что в последнее время топочные мазуты (а в ряде случаев дизельное и бытовое топливо) получают из нефти Урало-Волжских месторождений, отличающихся повышенным содержанием серы.

Элементарный химический состав топлива не раскрывает химической природы входящих в него соединений и поэтому не может дать достаточно полного представления об их свойствах, но позволяет рассчитать материальный и энергетический (эксергетический) балансы топочных процессов.

Теплотехнические характеристики

Вязкость. Это одна из важнейших технических характеристик жидкого топлива, определяющая методы и продолжительность разгрузочно-погрузочных операций, условия перевозки, хранения и подготовки к сжиганию, гидравлические сопротивления при транспортировании топлива по трубопроводам и эффективность работы горелочных устройств и топочных процессов. Кроме того, от вязкости в значительной мере зависят скорость осаждения механических примесей при хранении, подогреве и транспортировании, а также способность отслаиваться от воды. Чем больше вязкость топлива, тем выше температура его застывания и тем сложнее операции по подготовке горючего к сжиганию.

В зависимости от вязкости применяемое в хлебопекарной промышленности топливо можно разделить на три группы: маловязкое (бытовое и дизельное, соляровое масло); средней вязкости (моторное) и вязкое (флотские и топочные мазуты). Каждая из этих групп характеризуется специфическими особенностями хранения, транспортирования и подготовки к сжиганию.

Для эксплуатационного персонала наибольший интерес представляют вязкостно-температурные характеристики, приведенные на рис. 1. Из графиков видно, что с повышением температуры различие в вязкости между отдельными марками топлива быстро уменьшается. Поэтому с целью достичь необходимую вязкость при транспортировании или распыливании в горелочном устройстве температуру подогрева топлива средней вязкости и вязкого меняют незначительно.

Рис. 1. Вязкостно-температурные характеристики жидкого топлива для хлебопекарных печей:

1 — дизельное; 2 — бытовое; 3 — соляровое масло; 4 — моторное; 5 — флотский мазут

Маловязкие марки жидкого топлива типа дизельного и бытового предварительного подогрева не требуют, что значительно повышает их эксплуатационные достоинства.

Относительно высокая температура застывания моторного топлива и мазутов, а также большая их вязкость вызывают необходимость постоянного их подогрева при внутривозовском транспортировании и подготовке к сжиганию, особенно в зимнее время.

Вязкость топлива является, по существу, единственным свойством, которое можно значительно изменять при эксплуатации, используя зависимость, представленную на рис. 1, или путем смешения различных марок топлива.

За рубежом предъявляются более жесткие требования к вязкости топлива. Так, в США [61] рекомендуется поддерживать вязкость топлива в форсунках низкого давления в пределах 2,5—3° ВУ; высокого давления 3,5—4,5° ВУ и в ротационных 7—8° ВУ.

Довольно быстрое охлаждение жидкого топлива и увеличение его вязкости при малых расходах ограничивает область применения вязких топлив. Поэтому рекомендации по выбору марки топлива часто ставят в зависимость от минимального расхода топлива. Например, в США рекомендуется применять легкое топливо № 2 (см. приложение II) при расходах до 75 л/ч, топливо № 2, 4 и 5 — до 200 л/ч и топливо № 5 и 6 — до 380 л/ч [30].

В Англии рекомендуется при расходах топлива до 10—15 л/ч применять жидкое топливо сорта Е (приложение II), при расходах до 25—30 л/ч — сорта Е или F и при расходах более 50—70 л/ч — сорта G и H [30].

Легкое топливо № 2 и Е примерно соответствует отечественному дизельному и бытовому топливу.

Коксуемость. В результате неполного сгорания и термических процессов все марки жидкого топлива склонны образовывать на поверхностях нагрева твердые отложения, количество и состав которых определяют коксуемость топлива. Этот показатель оказывает определенное влияние на светимость факела. С целью снижения коксуемости применяют специальные присадки [8, 36], а также проводят мероприятия по улучшению качества распыливания топлива, смешению с дутьевым воздухом и образованию гомогенной смеси топлива и воздуха при минимальных коэффициентах избытка воздуха ($\alpha_T = 1,1 \div 1,15$).

Влажность. Она определяется не столько происхождением, сколько условиями транспортирования и хранения жидкого топлива. На практике влажность горючего вследствие нарушения правил хранения и разогрева может существенно превышать нормативные значения. Содержание воды в топливе уменьшает его теплоту сгорания, нарушает режим горения, а влажность сернистого топлива способствует коррозии трубопроводов, хранилищ и поверхностей газового тракта печей.

Основной причиной обводнения топлива является разогрев его открытым способом при непосредственном контакте с паром [50, 55].

Естественный отстой воды в топливохранилищах дает положительные результаты только для топлива, имеющего плотность ниже плотности воды (дизельное и бытовое топливо).

В последнее время разрабатываются меры по эффективному сжиганию обводненного жидкого топлива [8, 50, 55].

Содержание механических примесей. В топливе они содержатся в виде мельчайших частиц металла, кокса, песка, минеральных частиц и пр. Техническими нормами (см. приложение I) предусмотрено отсутствие этих примесей почти во всех нефтепродуктах; од-

нако они имеются практически в любом топливе. Наличие примесей приводит к преждевременному износу рабочих органов насосов и распылителей форсунок, загрязнению фильтров, нарушению топливоподачи и прочим нежелательным последствиям. Маловязкие нефтепродукты почти не содержат механических примесей, более вязкое топливо может содержать примеси во взвешенном состоянии.

Зольность. Жидкое топливо содержит главным образом соли, переходящие в него из нефти, и отчасти продукты коррозии аппаратуры нефтехранилищ и нефтеперерабатывающих заводов. Несмотря на невысокое содержание минеральных примесей, при сжигании топлива на поверхностях нагрева образуются значительные отложения, ухудшающие условия теплообмена и в ряде случаев вызывающие пережог металла. По существующим нормам [40] содержание солей не должно превышать 0,3%.

Температура вспышки. Этот показатель является нормой пожарной безопасности топлива при его транспортировании, хранении и подготовке к сжиганию. Низкая температура вспышки дизельного и бытового топлива указывает на наличие легких компонентов, имеющих способность к интенсивному испарению при определенных температурах. При насыщении топлива парами всасывание его насосами может прерываться или вовсе прекратиться.

Температуры помутнения и застывания. При понижении температуры содержащиеся в топливе влага и парафины начинают кристаллизоваться и топливо становится мутным. При дальнейшем охлаждении образуются сетки кристаллов парафинов, топливо теряет свою текучесть и застывает.

Топливо, характеризующееся высокими температурами помутнения и застывания, для работы в зимних условиях непригодно. Перекачка такого топлива затруднительна, а подача его в форсунки через фильтры невозможна. В зависимости от температур выбирают способы хранения, транспортирования и подготовки топлива к сжиганию.

Температуры застывания и помутнения зависят от химического состава топлива, способа переработки нефти, содержания парафиновых углеводородов и прочих факторов. Температура застывания может быть понижена путем добавления к топливу специальных присадок [8, 40].

Температура помутнения обычно бывает на 2—5° С. выше температуры застывания. Для обеспечения нормальной эксплуатации топливного хозяйства температура подогрева топлива должна быть на 5—10° С выше температуры застывания.

Теплота сгорания. Эта характеристика определяет количество тепла, выделяющегося при сжигании 1 кг топлива в стехиометрических условиях.

Следует отметить, что в промышленности зарубежных стран используется, в общем, более легкое жидкое топливо, имеющее меньшую вязкость и дающее значительно меньший коксовый остаток. Это необходимо учитывать при эксплуатации зарубежных форсунок на отечественных печах.

Топочные процессы в хлебопекарных печах

Основным элементом печей с рециркуляцией продуктов сгорания является топочное устройство, от которого в основном зависит надежность работы всего печного агрегата.

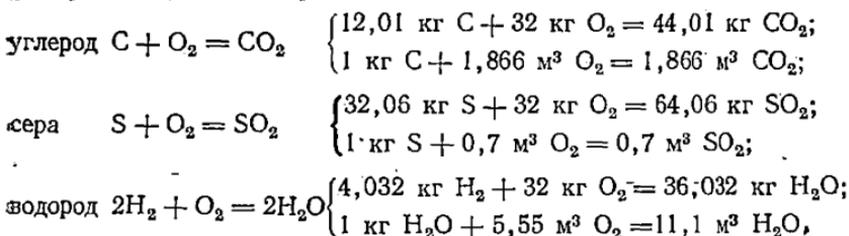
В топочном устройстве происходят физико-химические, теплообменные и аэродинамические процессы, конечной целью которых является получение теплоносителя (продуктов сгорания) с заданными параметрами. Этот теплоноситель по системе транспортирующих каналов направляется в греющие каналы рабочей камеры печи, через которые происходит радиационно-конвективная передача тепла к выпекаемой продукции.

В самом топочном устройстве можно выделить два основных процесса. Это процесс сжигания топлива в камере сгорания с образованием топочных газов с высокой температурой (1500—2000° С) и процесс смешивания этих газов с охлажденными рециркуляционными газами, отбираемыми после обогрева печи и имеющими температуру 200—350° С. Температура образуемой смеси газов зависит от конструктивных характеристик печи и ассортимента выпекаемой продукции, она не должна быть выше 500—550° С.

Материальный баланс

Согласно закону кратных соотношений Дальтона исходные вещества (горючие составляющие топлива и кислород воздуха) вступают в химические соединения и образуют новые продукты в определенных стехиометрических соотношениях.

Необходимый расход кислорода и количество образующихся продуктов сгорания определяются из стехиометрических уравнений, которые при нормальных условиях (давление 0,1 МПа и температура 20° С) можно представить в следующем виде:



Суммируя затраты кислорода на сжигание горючих элементов 1 кг топлива и вычитая количество кислорода топлива, получим теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива (в м³):

$$V^0 = 0,0889 (C^p + 0,375S_{op+k}^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p. \quad (1)$$

В реальных условиях в топочных устройствах из-за несовершенства топочных процессов действительный объем воздуха выше теоретического и равен $V_v = \alpha V^0$ м³/кг, где α — коэффициент избытка воздуха.

Продукты полного сгорания 1 кг жидкого топлива содержат: продукты полного сгорания углерода и серы; азот топлива и азот теоретически необходимого воздуха; теоретическое количество водяного пара, включающее в себя пар, образующийся при испарении влаги топлива и в результате полного сгорания водорода топлива; пар, вносимый в топку теоретическим воздухом и используемый для распыливания топлива; избыточно поданный воздух $(\alpha - 1)V^0$ и находящиеся в нем водяные пары.

$$\begin{array}{l}
 \text{Рабочая масса топлива} \\
 \overbrace{C^P + H^P + O^P + N^P + S_{\text{оп+к}}^P + A^P + W^P} + \text{Воздух} \\
 \alpha V^0 \\
 \left. \begin{array}{l}
 \underbrace{V_{\text{CO}_2} V_{\text{SO}_2}} \quad \underbrace{V_{\text{N}_2}^T V_{\text{N}_2}^0} \quad \underbrace{V_{\text{H}_2\text{O}}^T V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}_2\text{O}} V_{\text{H}_2\text{O}}^B V_{\text{H}_2\text{O}}^P} \quad \underbrace{(\alpha - 1) V^0 V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}_2\text{O}}} \\
 \underbrace{V_{\text{RO}_2}} \quad \underbrace{V_{\text{N}_2}} \quad \underbrace{V_{\text{H}_2\text{O}}^0} \quad \underbrace{0,0161 (\alpha - 1) V^0} \\
 \underbrace{V_{\text{r}}^0} \\
 V_{\text{r}} = V_{\text{r}}^0 + 0,0161 (\alpha - 1) V^0 \\
 V_{\text{cr}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + (\alpha - 1) V^0 V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 (\alpha - 1) V^0
 \end{array} \right\} \text{ПС*}
 \end{array}$$

Принятая при тепловых расчетах хлебопекарных печей методика [38, 39, 46] составления материального баланса топочных процессов основана на нормативном методе, в котором все расчетные характеристики топлива (объемы продуктов сгорания и воздуха и их энтальпии и пр.) отнесены к 1 кг сожженного топлива. Для применения этого метода необходимо произвести большое количество анализов и расчетов, которые могут быть выполнены только специализированными организациями. Это препятствует оперативному контролю топочных процессов в условиях хлебопекарных предприятий и своевременному внесению в них соответствующих корректирующих изменений, направленных на повышение эффективности процесса.

Методика приведенных характеристик топлива [26, 49, 51] основана на отнесении всех расчетных характеристик к Q_{H}^{P} . Погрешность этого способа не превышает в основном $\pm 1\%$ [49]. Данная методика представляет несомненный интерес при оперативном контроле за топочными процессами и при испытаниях печей.

Методика приведенных характеристик основана на независимых переменных, так как влияние колебаний состава горючей массы топлива в пределах отдельных групп топлива незначительно сказывается на результатах расчета. Поскольку эта методика в хлебопекарной печной технике широкого применения не нашла, изложим вкратце основные ее принципы и расчетные формулы с результатами вычислений.

Независимость значений приведенных характеристик топлива от его состава выражена известным правилом Вальтера — Бертье, которое и стало исходным для создания данной методики. Математически это правило можно записать следующим уравнением:

$$V^0 = \alpha Q_{\text{H}}^{\text{P}}. \quad (2)$$

Ниже приведены основные расчетные формулы применительно к жидкому топливу, используемому в хлебопекарной промышленности, состав и физико-химические характеристики которого приведены в табл. I и приложении I.

* ПС — продукты сгорания.

Приведенный теоретический объем воздуха (в м³/МДж):

$$V^0 = 0,262 + 0,0066W^H. \quad (3)$$

Приведенный теоретический объем продуктов сгорания при $\alpha = 1$:

$$V_{\Gamma}^0 = 0,281 + 0,0195W^H. \quad (4)$$

Приведенный объем сухих продуктов сгорания (CO₂+SO₂):

$$V_{\text{ср}} = 0,0408. \quad (5)$$

Приведенный объем водяных паров при $\alpha > 1$:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0286 + 0,00419\alpha + 0,0124W^H. \quad (6)$$

Приведенный объем продуктов сгорания при $\alpha > 1$:

$$V_{\Gamma} = 0,281 + (\alpha - 1) 0,272 + 0,0195W^H. \quad (7)$$

Приведенная влажность топлива (в % на 1 кг/МДж) равна:

$$W^H = \frac{W^P}{Q_{\text{H}}^P}. \quad (8)$$

Ввиду сложной степенной зависимости теплоемкости продуктов сгорания от температуры при расчетах энтальпии продуктов сгорания по соответствующим значениям температур и избытков воздуха пользуются диаграммами, которые строятся для случая полного сжигания топлива. Погрешность расчетов по этим $i-t$ -диаграммам определяется масштабом их построения и не превышает 2%.

Приведенные энтальпии продуктов сгорания определяются по формуле С. Я. Корницкого [49]:

$$i_{\text{п}} = X + \alpha Y, \quad (9)$$

где X и Y — постоянные для данной группы топлив коэффициенты, зависящие от температуры продуктов сгорания.

На рис. 2 представлена $i-t$ -диаграмма продуктов сгорания жидких топлив, построенная по уточненным значениям X и Y (см. приложение IV).

Применение методики приведенных характеристик позволяет практически просто и с достаточной степенью точности находить значения коэффициентов избытка воздуха при контроле и регулировании топочных процессов в печах, а также при испытаниях и исследованиях систем обогрева этих печей.

Точная формула для определения α по содержанию углекислоты, полностью учитывающая влияние горючей массы топлива на состав продуктов сгорания, имеет вид:

$$\alpha = \frac{79/RO_2 + \beta}{79/RO_{\text{макс}} + \beta}, \quad (10)$$

Характеристики топлива (вернее, его горючей массы) взаимосвязаны:

$$RO_2^{\text{макс}} = \frac{21}{1 + \beta}. \quad (11)$$

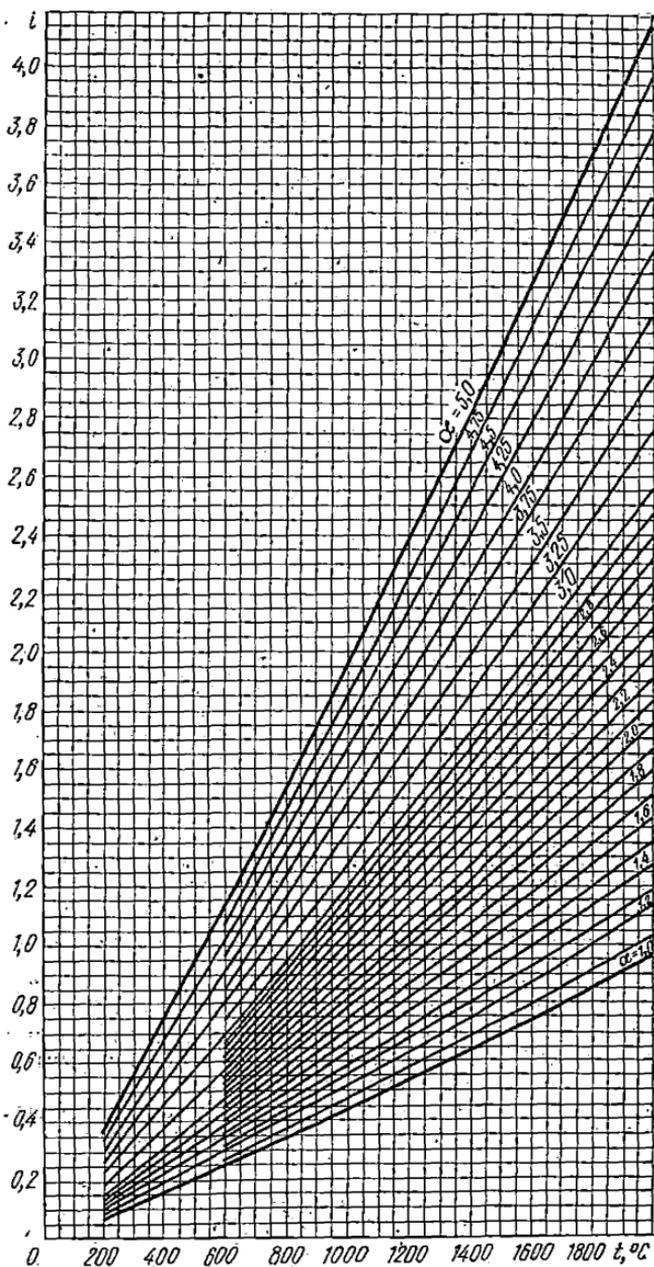


Рис. 2. $i-t$ -Диаграмма продуктов сгорания жидкого топлива в приведенных характеристиках

Характеристика RO_2 отражает максимальное содержание трехатомных газов ($CO_2 + SO_2$) в теоретических продуктах сгорания ($\alpha=1$ и $O_2=0$) и определяется по составу продуктов сгорания (в %):

$$RO_2^{\max} = \frac{100 (RO_2 + CO + CH_4)}{100 - 4,76 (O_2 - 0,5CO - 0,5H_2 - 2CH_4)} \quad (12)$$

Характеристика β определяется по составу топлива:

$$\beta = \frac{HP - 0,126 (OP - 0,302NP)}{CP + 0,375SP_{OP+K}} + 0,05 \quad (13)$$

При полном сгорании топлива (в %):

$$RO_2^{\max} = \frac{100 RO_2}{100 - 4,76 O_2} \quad (14)$$

Усредненные значения RO_2^{\max} приведены в табл. 1.

Я. Л. Пеккер [49] предлагает уточненную формулу для расчета по содержанию кислорода, которая при отсутствии химического недожога имеет вид:

$$\alpha = \frac{21}{21 - O_2} - K_\alpha \quad (15)$$

и при химическом недожоге:

$$\alpha = \frac{21}{21 - (O_2 - 0,5CO - 0,5H_2 - 2CH_4)} K_\alpha \quad (16)$$

Поправочный коэффициент K_α , позволяющий определить уточненное значение α , равен:

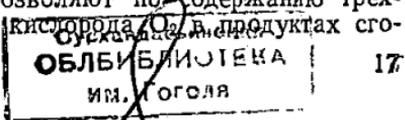
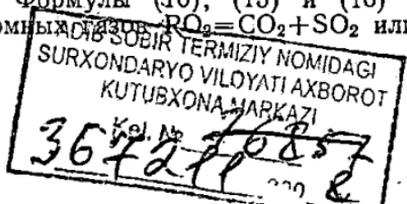
$$K_\alpha = 1 - \frac{\rho O_2}{21} \quad (17)$$

где $\rho = 1 - V_r^0/V^0$ — относительное уменьшение теоретических объемов продуктов сгорания и воздуха (для всех жидких топлив $\rho = 0,05 \pm 0,01$). Отклонение этого усредненного значения ρ от действительного в пределах отдельных групп топлива в незначительной степени сказывается на результатах подсчета α (относительная погрешность меньше 0,5%).

Содержание углекислого газа в продуктах неполного сгорания при известных значениях RO_2 и O_2 , полученных при газовом анализе, и значение параметра $b = 21/RO_2^{\max}$ можно определить (в %) по следующей формуле [40]:

$$CO = \frac{21 - b RO_2 - O_2}{b - 0,4} \quad (18)$$

Формулы (10), (15) и (16) позволяют по содержанию трехатомных газов $RO_2 = CO_2 + SO_2$ или кислорода O_2 в продуктах сгорания



рания определить избыток воздуха в топке и газоходах печи. Этими формулами также можно пользоваться для экономичного ведения топочных процессов.

При наладочных работах и балансовых испытаниях печей, которые работают на определенном виде топлива, по оптимальному значению избытка воздуха в топочных газах α_t , отвечающему наибольшему энергетическому коэффициенту использования топлива $\eta_{к.т}$ и величине β , необходимо устанавливать оптимальные значения RO_2 и O_2 , регулируя изменение соотношения топливо — воздух при различных режимах работы. Поддержание SO_2 и RO_2 в установленных пределах обеспечивает экономичную работу печи. Однако топливо, поступающее на хлебозаводы, может меняться по составу; возможно также в ряде случаев сжигание смеси из различных марок топлива. В этих случаях поддержание значения RO_2 постоянным при изменении β и RO_2^{\max} не будет отвечать оптимальному режиму. Вместе с тем содержание свободного кислорода в продуктах сгорания в преобладающей степени зависит от избытка воздуха. Поэтому эксплуатационный контроль за поддержанием необходимого избытка воздуха, герметичностью газового тракта печи и рациональным ведением топочных процессов правильнее вести по содержанию кислорода, т.е. необходимо использовать упомянутую формулу (16).

Представленные выше формулы дают действительное значение α , если в месте отбора газов на анализ отбираемая проба является представительной, т.е. определяет средний состав продуктов сгорания по данному сечению газового тракта печи.

Энергетический и эксергетический балансы

Энергетический баланс. Оценка энергетического совершенства топочных устройств и процессов в них имеет важное значение, ибо чем оптимальнее процесс, тем меньше энергии (топлива) расходуется на его осуществление.

Рассмотрим энергетический баланс топочного устройства. В камере сгорания химическая энергия топлива в процессе его сжигания преобразуется в физическое тепло продуктов сгорания, численно равное низшей теплоте сгорания (при отсутствии потерь тепла). Кроме того, в приходную часть следует отнести физическое тепло воздуха и распылителя, топлива, а также электроэнергию, расходуемую на привод дымососа и горелочного устройства.

Топочные процессы сопровождаются потерями тепла от химического и механического недожога и наружного охлаждения. При установившемся тепловом состоянии уравнение энергетического баланса хлебопекарной печи с рециркуляцией продуктов сгорания можно записать в следующем виде (на 1 кг топлива):

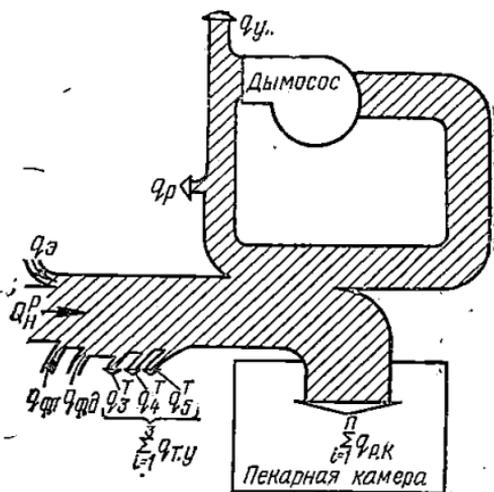
$$Q_n^p + q_{ф.т} + q_{ф.д} + q_э = \sum_{i=1}^n q_{т.у} + \sum_{i=1}^m q_{р.к} + q_p + q_{ух}. \quad (19)$$

Приход

Расход

Расшифровка отдельных членов уравнения (19) представлена ниже; схематически энергетический баланс представлен на рис. 3.

Рис. 3. Энергетический баланс хлебопекарной печи с рециркуляцией продуктов сгорания



Приход тепла

Химическая энергия топлива

$$Q_H^P$$

Физическое тепло распылителя (дутьевого воздуха)

$$q_{ф.д} = d_d i_d$$

Физическое тепло топлива

$$q_{ф.т} = (ct)_T$$

Расход электроэнергии на привод дымососа и форсунки

$$\Sigma q_э$$

Расход тепла

Потери тепла в толчке от химического и механического недожога и в окружающую среду

$$\sum_{i=1}^n q_{т.у} = q_3^T + q_4^T + q_5^T$$

Суммарное теплотребление в рабочей камере с учетом теплотерь в обогревательной системе

$$\sum_{i=1}^m q_{р.к} = (r+1)(i_{см} - i_{yx})$$

Потери тепла с рециркуляционными газами

$$q_p = r(i_{yx} - i_p) = r\theta i_{yx}$$

Потери тепла с уходящими газами

$$q_{yx} = i_{yx}$$

Итого $\Sigma Q_{прих}$

Итого $\Sigma Q_{расх}$

Здесь приняты также следующие обозначения:

r — коэффициент рециркуляции;

$c_T = (0,415 + 0,0006t_T) \cdot 10^{-3}$ и t_T — теплоемкость и температура топлива, МДж/кг и °С;

d_d и i_d — удельный расход и энтальпия распылителя, кг/кг и МДж/кг;

$i_{см}$, i_p и i_{yx} — энтальпии смеси, рециркуляционных и уходящих газов, МДж/кг;

$$\theta = 1 - \frac{t_p}{t_{yx}} \quad (\text{при } t_p = t_{yx} \quad \theta = 0 \text{ и } q_p = 0).$$

Энергетический баланс обогревательной системы, расположенной в пределах рабочей камеры, можно представить так:

$$\sum_{i=1}^k q_{p.k}^n = q_1 + \sum_{i=1}^k q_{p.k}^n + \sum_{i=1}^l q_k^n - q_{ф.п}, \quad (20)$$

где q_1 — полезный расход энергии на выпечку хлеба, МДж/кг;

$\sum_{i=1}^k q_{p.k}^n$ — потери тепла с тепловыми, вентиляционными и механическими потерями в рабочей камере, МДж/кг;

$q_{ф.п}$ — физическое тепло пара, поступающего на увлажнение тестовых заготовок, МДж/кг;

$\sum_{i=1}^l q_k^n$ — потери тепла греющими и транспортирующими каналами, МДж/кг.

Выражение $\sum_{i=1}^k q_{p.k}^n$ из уравнения (20) может быть определено

расчетным методом [39] или по результатам балансовых испытаний хлебопекарной печи. Существенных осложнений расчет этой величины не вызывает.

Уравнение (19) можно представить через энергетический коэффициент использования топлива $\eta_{п.т}$, характеризующий ту долю химической энергии топлива и электрической энергии, которая использована в рабочей камере печи:

$$\eta_{п.т} = \frac{\sum_{i=1}^n q_{p.k}}{Q_n^p} = \frac{Q_n^p \eta_T + q_a - (1 + \theta r) i_{yx}}{Q_n^p + q_a}, \quad (21)$$

где $\eta_T = \frac{Q_n^p + q_{ф.т} + q_{ф.д} - \Sigma q_{т.у}}{Q_n^p}$ — коэффициент полезного

тепловыделения в топочном устройстве.

Для эксплуатационной оценки эффективности тепловой работы печи (без учета расхода электрической энергии) из уравнения (21) можно получить эксплуатационный энергетический коэффициент использования топлива:

$$\eta_{э.п.т} = 1 - \frac{T_{yx}}{T_a}, \quad (22)$$

где T_a — адиабатная калориметрическая температура сгорания топлива, определяемая по $i-t$ -диаграмме (см. рис. 2) при коэффициенте избытка воздуха в камере сгорания α_T и теплоте сгорания Q_n^p , К.

Коэффициент $\eta_{э.п.т}$ определяет также степень использования начального температурного потенциала в рабочей камере печи. В отличие от $\eta_{п.т}$ коэффициент $\eta_{э.п.т}$ имеет весьма ограниченную об-

ласть применения и может быть использован для сравнения энергетической эффективности только печей одинаковой конструкции, работающих на различных марках жидкого топлива при выпечке любого ассортимента изделий.

Из анализа уравнения (21) следует, что перевод печей на высококалорийное топливо, снижение коэффициента избытка воздуха в камере сгорания и уходящих газов, а также температуры последних положительно скажется на увеличении $\eta_{п.т.}$; это в конечном итоге приведет к экономии топлива и электроэнергии.

Необходимо отметить, что значения коэффициентов $\eta_{п.т.}$ и $\eta_{в.п.т.}$ существенным образом при прочих равных условиях зависят от степени загрузки рабочей камеры (от параметра съема продукции с 1 м² рабочей площади пода в час).

Ниже приведен расчет энергетических коэффициентов $\eta_{п.т.}$ и $\eta_{в.п.т.}$ по данным испытаний печи БН-25, работающей на моторном топливе марки ДТ-1 (М₃) при выпечке хлеба формового массой 1,0 кг из пшеничной муки II сорта [производительность 610 кг/ч или примерно 24 кг/(м²·ч)].

Низшая теплота сгорания Q_H^P , МДж/кг	41,5			
Температура топлива t_T , °С	95			
Теплоемкость топлива c_T , МДж/(кг·°С)	0,472·10 ⁻³			
Физическое тепло топлива $q_{ф.т.}=(ct)_T$, МДж/кг	44,8·10 ⁻³			
Температура воздуха t_B , °С	25	100	200	300
Теплоемкость воздуха c_d , МДж/(м ³ ·°С)	1,32	1,33	1,34	1,35
Коэффициент избытка воздуха α_T	1,37			
Теоретический объем воздуха V^0 , м ³ /кг	10,9			
Физическое тепло воздуха $q_{ф.д.}=\alpha_T V^0 (ct)_B$, МДж/кг	0,505	2,03	4,08	6,18
Потери тепла от химического недожога q_3^T , МДж/кг (3%)	1,24			
Потери тепла от механического недожога q_4^T , МДж/кг	0			
Потери тепла в окружающую среду q_5^T , МДж/кг (1%)	0,415			
Коэффициент полезного тепловыделения в топочном устройстве η_T	0,974	1,011	1,058	1,111
Потери тепла рециркуляционными газами q_p , $t'_p=t_{yx}$, МДж/кг	0			
Установленная мощность электродвигателя привода дымососа N , кВт	5,5			
Часовой расход топлива B , кг/ч	21,5			
Расход электроэнергии на привод дымососа $q_s=3,6 N/B$, МДж/кг	0,919			
Температура уходящих газов t_{yx} , °С	250			
Коэффициент избытка воздуха уходящих газов α_{yx}	3,32			
Энтальпия уходящих газов (или потери тепла с уходящими газами) $q_{yx}=i_{yx}$, МДж/кг	13,25			

Энергетический коэффициент использования $\eta_{и.т}$ 0,660 0,696 0,744 0,794
 топлива $\eta_{и.т}$
 Адиабатическая теоретическая температура 1575 1610 1690 1780
 сгорания топлива $t_a, ^\circ\text{C}$
 Энергетический эксплуатационный коэффициент использования топлива $\eta_{э.п.т}$ 0,716 0,724 0,733 0,744

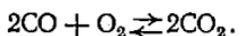
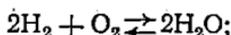
Представлены расчетные данные $\eta_{и.т}$ и $\eta_{э.п.т}$ при подогреве воздуха до 100, 200 и 300°С. Как видно, подогрев дутьевого воздуха от 25 до 300°С приводит к увеличению энергетического коэффициента использования топлива на 0,1 (или на 10%).

Интенсификация топочных процессов в результате повышения температуры горения топлива может быть достигнута благодаря предварительному подогреву топлива и воздуха, как это следует также из балансового уравнения (19) и широко применяется в парогенераторах и металлургических печах. Температура максимального подогрева жидкого топлива обусловлена температурой его вспышки и не должна превышать 100—105°С для высоковязких мазутов.

Следует отметить, что в расчетах не учтены капитальные и текущие затраты на установку воздухонагревателя (рекуператора). При подогреве топлива также соответственно возрастает и потребляемая мощность электродвигателя (т. е. энергия q_a), но уменьшится величина $q_{ух}$ вследствие снижения $\alpha_{ух}$. Окончательное решение о необходимости установки воздухоподогревателя может быть принято исходя из технико-экономических расчетов и степени снижения температуры греющих газов. Их температура во избежание конденсации на поверхностях нагрева серной кислоты и последующей коррозии не должна быть ниже температуры точки росы, равной при коэффициентах избытка воздуха $\alpha = 1,5 \div 1,7$ 150—175°С [8] (в зависимости от содержания серы в рабочей массе топлива). При этом повышение избытка воздуха приводит к соответствующему повышению температуры точки росы. В рециркуляционных хлебопекарных печах температура газов после обогрева пекарной камеры равна 220—300°С и коэффициент избытка воздуха $\alpha_T = 3 \div 5$.

При повышении температурного уровня топочных процессов необходимо учитывать увеличение потерь тепла вследствие диссоциации водяных паров и диоксида углерода (углекислоты).

При высоких температурах в топочной камере происходит разложение водяных паров и углекислоты до наступления соответствующих равновесий:



При температурах 1600—1700°С, соответствующих сжиганию жидкого топлива в камерах сгорания хлебопекарных печей при избытке воздуха топочных газов $\alpha_T = 1,1 \div 1,5$, и атмосферном давлении степень диссоциации водяных паров равна 0,5—0,6% и углекислоты — 1,7—1,8% [57]. С увеличением температуры, т. е. при уменьшении коэффициента избытка воздуха α_T , степень диссоциации возрастает [58].

Диссоциация по своему тепловому эффекту эквивалентна потерям тепла от химического недожога, т. е. обуславливает снижение

полезного тепловыделения в камере сгорания. Примерная оценка потерь тепла от диссоциации H_2O и CO_2 представлена в работе [58].

Коэффициент рециркуляции r , энтальпия i_{cm} и температура t_{cm} смеси газов являются важнейшими энергетическими параметрами обогревательной системы печи, определяющими эффективность использования топлива и электроэнергии при достижении требуемого теплового режима выпечки в рабочей камере печи и ее нормативной производительности, соответствующей гарантированному качеству вырабатываемой продукции.

Следует отметить, что эти параметры также являются и технологическими, поскольку определяются ассортиментом выпекаемой продукции и режимом теплопоглощения тестом — хлебом по зонам обогрева.

Достижение максимальной производительности печи при минимальных значениях r , t_{cm} и i_{cm} свидетельствует о совершенстве теплообменных процессов в рабочей камере и оптимальной конструкции ее обогревательной системы. Завышенное значение этих параметров приводит к быстрому пережогу греющих каналов, перерасходу топлива и электроэнергии и повышению потерь от упека. При эксплуатации параметры топочных процессов и смеси газов должны обуславливать максимальное использование топлива и электроэнергии.

Представленный выше энергетический баланс топочных процессов выражает первый закон термодинамики и позволяет судить о тепловой экономичности печи по предложенным коэффициентам $\eta_{т.т}$ и $\eta_{э.т}$ или удельным расходам топлива и электроэнергии. Однако этот баланс не учитывает качества энергии, т. е. ее ценность с точки зрения максимально возможного использования. Так, например, энергия 1 МДж топочных газов с температурой $1500-2000^\circ C$ только количественно равна энергии 1 МДж уходящих газов с температурой $200-350^\circ C$. Качество последних значительно ниже и использовать их в системе обогрева рабочей камеры не представляется возможным вследствие недостаточного температурного потенциала.

Эксергетический баланс. Эксергетический метод оценки эффективности тепловых процессов находит широкое применение в теплотехнике [2, 12, 13, 73] и основан на совместном использовании первого и второго законов термодинамики с учетом качества энергоресурсов и необратимости процессов, происходящих в тепловых установках. Этот метод позволяет наглядно выявить источники потерь любых процессов, связанных с обменом тепловой энергии.

Применение эксергетического метода для анализа эффективности систем обогрева хлебопекарных печей различного типа рассмотрено в ряде работ [46, 48].

Рассмотрим основные эксергетические потери в топочных устройствах для печей с рециркуляционным обогревом.

Для оценки эксергии топлива или эксергии процесса горения можно принимать самую высокую теплоту сгорания [59, 70]. Горение является необратимым процессом, что обусловлено необратимостью смешения компонентов реакции и низкой средней температурой (по отношению к температуре окружающей среды T_0), при которой происходит превращение химической энергии топлива в малоценную тепловую энергию продуктов сгорания. Необратимость процесса приводит к тому, что при преобразовании энергии часть подведенной эксергии переходит в непревратимую энергию — анергию, яв-

ляющуюся потерей для рассматриваемого процесса. Кроме того, часть эксергии топлива идет на нагрев рециркуляционных газов, омывающих наружную поверхность камер сгорания и смешения, а также на нагрев смеси газов через выходное сечение камеры сгорания. Поскольку процесс теплопередачи между топочными, рециркуляционными газами и смесью газов является необратимым, то эта часть эксергии также переходит в анергию. На рис. 4 показан поток эксергии через топочное устройство печи с рециркуляционным обогревом. Часть эксергии топлива E_T и распылителя E_D переходит в анергию, обусловленную потерями эксергии вследствие горения топлива (A_T) и теплопередачи к рециркуляционным и смеси газов (A_p); кроме того, часть эксергии теряется в окружающую среду (A_o). В результате поток эксергии на выходе из камеры сгорания E_n меньше, чем было подведено извне ($E_T + E_D$). В работе [59] предложен эксергетический КПД горения топлива $\eta_{э,т} = E_n / E_T$, который для топков промышленных печей предлагается принимать равным 0,45.

Интерес представляет энтропийный метод расчета энергетических потерь топочных процессов при горении [13]. Согласно этой работе величина энергетических потерь зависит от температуры горения T_a . Чем выше T_a , тем меньше энергетические потери. Этот вывод следует из рис. 5 [13], на котором площадь $ABB'A'$ и равная ей площадь $CDD'A'$ и представляют собой Q_n^p соответственно при T_a и $T_{a'}$ (оба процесса горения $A-B$ и $C-D$ условно приняты изотермичными).

При температуре T_a энергетическая потеря горения равна

$$П_{г} = Q_n^p - Q_n^p \frac{T_a - T_o}{T_a} = Q_n^p \frac{T_o}{T_a}, \quad (23)$$

и при $T_{a'}$

$$П'_{г} = Q_n^p \frac{T_o}{T_{a'}}. \quad (24)$$

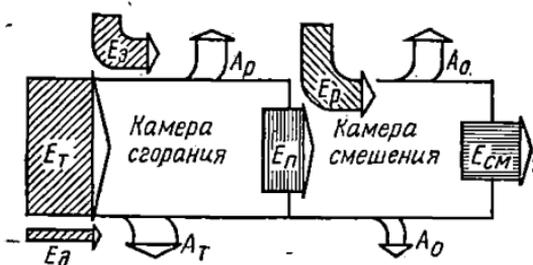


Рис. 4. Эксергетический баланс топочных процессов хлебопекарной печи с рециркуляцией продуктов сгорания:

E — эксергия; A — анергия; $г$ — топочные газы; p — рециркуляционные газы; $см$ — смесь газов; $δ$ — дутье; $э$ — электроэнергия на привод дымососа и форсунки; o — окружающая среда

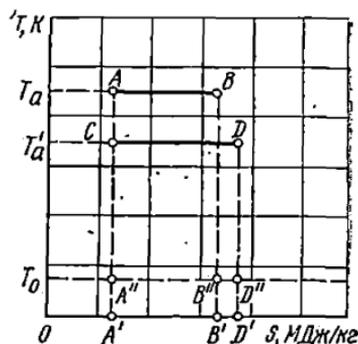


Рис. 5. Определение энергетических потерь в топке при сжигании жидкого топлива

Так как $T'_a < T_a$, то $P'_r > P_r$. На рис. 5 потеря P_r изображена площадью $A'A''B''B'$, а потеря P_r — площадью $A'A''D''D'$.

Интересно отметить, что энергетическая потеря от неравновесной передачи тепла между топочными, рециркуляционными и смесью газов будет тем больше, чем выше T_a .

Процессы смешения топочных и рециркуляционных газов также сопровождаются потерей эксергии, переходящей в анергию $A_{см}$ (см. рис. 4). Эти потери обусловлены более низким температурным потенциалом смеси газов (т. е. меньшей способностью к совершению максимально возможной теплоотдачи в обогревательных каналах рабочей камеры), чем эксергия топочных газов $E_{п}$.

В обогревательных каналах эксергия смеси газов $E_{см}$ частично расходуется на выпечку хлеба (что является полезным ее расходом), но в большей степени за счет необратимых потерь как в самой рабочей камере, так и в греющих и транспортирующих каналах, переходит в анергию.

Для эксплуатационного контроля и разработки мероприятий по повышению экономичности топочных процессов вполне достаточно энергетических коэффициентов использования топлива $\eta_{н.т}$ и $\eta_{э.н.т}$. Кроме того, при анализе степени совершенства топочных процессов в печах с рециркуляцией продуктов сгорания эксергетическим методом возникают некоторые парадоксы. Как показано в работах [46, 48], часть эксергетических потерь приходится на процессы смешения топочных и рециркуляционных газов, причем чем ниже температура образовавшейся смеси газов, тем выше эти потери. Однако по условиям повышения надежности работы системы обогрева печей, выполненных из металла, и для снижения удельных расходов топлива и электроэнергии наиболее целесообразно эксплуатировать печи при более низких значениях температуры смеси (не выше $350-400^\circ\text{C}$). Кроме того, температура смеси также является и технологическим параметром, определяющим потери тепла на вентиляцию рабочей камеры, перегрев паров упека и технологического пара, нагрев транспортных приспособлений, а также потери готовой продукции от упека. При увеличении температуры смеси газов сверх оптимальной эти потери возрастают.

Снижение температуры греющих газов в печах с рециркуляционным обогревом является прежде всего конструктивным приемом, направленным на уменьшение тепловой инерции системы обогрева и массы печи, повышение надежности ее работы и применение достаточно простых и надежных средств автоматизации теплового режима процесса выпечки. Несмотря на дополнительный расход электроэнергии на привод дымососа по сравнению с печами в кирпичной обмуровке типа ФТЛ-2 и пр. (где отсутствует процесс разбавления топочных газов уходящими), печи с рециркуляционным обогревом более экономичны. На наш взгляд, для оценки основных технико-экономических и эксплуатационных показателей работы печи и происходящих в ней топочных процессов более целесообразно применение методики приведенных затрат на 1 т выработанной продукции. Общая методика расчетов приведенных затрат в тепловых устройствах приведена в работе [28]; применительно к хлебопекарным печам эти вопросы рассмотрены в работе [4].

Следует отметить, что эксергетические балансы являются дополнительными характеристиками анализа степени совершенства тепловых процессов, они дополняют энергетические балансы в тех случаях, когда возникают вопросы конструктивной проработки тепловой схемы обогрева печи, целесообразности установки устройств для использования вторичных энергоресурсов и т. п.

Оперативный контроль за качеством топлива и топочных процессов

Постоянный контроль за качеством сжигаемого топлива и топочных процессов во многом способствует повышению эффективности работы печей, снижению расхода топлива и электроэнергии и удлинению сроков эксплуатации горелочных и топочных устройств.

Изменение вязкости топлива в сторону снижения или увеличения влечет за собой у механических форсунок соответствующее изменение производительности и качества распыливания, а у низконапорных и распылительных форсунок — качества распыливания [20, 21]. Увеличение коксуемости топлива нежелательно, особенно для малогабаритных камер сгорания печей с рециркуляционным обогревом, а наличие посторонних примесей приводит к нестабильности топочных процессов, повреждению рабочих органов насосов и распылителей форсунок.

В тех случаях, когда требуется улучшить ту или иную характеристику топлива, его смешивают с другими нефтепродуктами, являющимися улучшителями. Последние должны обладать запасом качества по той характеристике, которую подвергают исправлению. В качестве улучшителя для печей с рециркуляционным обогревом следует рекомендовать дизельное топливо.

При улучшении таких характеристик, как плотность, содержание серы, кокса и смол, зольность, применяют метод средневзвешенного. К примеру, в нефтехранилище хлебозавода имеется два вида топлива: моторное с содержанием серы S_m и дизельное летнее с S_d . Обозначая имеющееся в наличии количество моторного топлива через m и дизельного — через d , можно найти искомую величину содержания серы (в %) в смеси этих топлив:

$$S_{см}^p = \frac{S_d^p d + S_m^p m}{d + m} \quad (25)$$

Это уравнение можно использовать и для решения обратной задачи, когда требуется определить необходимое количество «улучшителя» при заданном значении характеристики смеси.

Температура вспышки топлива по указанному уравнению исправлению не подлежит, так как незначительная примесь легко испаряющегося продукта снижает температуру вспышки смеси до значения, близкого к температуре вспышки легко испаряющегося нефтепродукта.

Для вычисления вязкости смеси наиболее точные результаты дает формула Молина — Гурвича [5], по которой построена номограмма (рис. 6). По оси ординат отложена вязкость в условных градусах ($^{\circ}$ ВУ) и сантистоксах. Ось абсцисс разделена на 100 равных частей (процентов). При исправлении вязкости топлива по из-

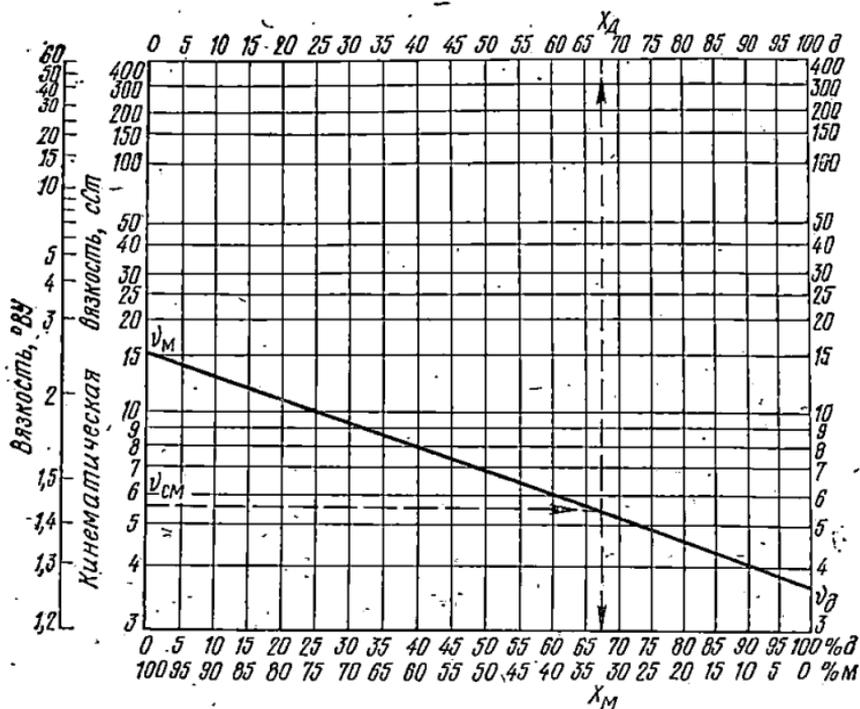


Рис. 6. Номограмма для определения вязкости смеси жидкого топлива

вестным значениям вязкости двух исходных продуктов (к примеру, ν_m и ν_d), найденных при одной и той же температуре, необходимо задать вязкостью смеси $\nu_{см}$, исходя из технических характеристик горелочного устройства. Далее, на линии, соответствующей 100% нефтепродукта N (к примеру, моторного топлива), отмечают его вязкость ν_m , а на линии 100% нефтепродукта д (к примеру, дизельного топлива) отмечают его вязкость ν_d . Обе отмеченные точки, соответствующие заданной вязкости, соединяют прямой линией. Затем на оси ординат отмечают точку, соответствующую вязкости смеси $\nu_{см}$, и через эту точку проводят горизонтальную линию до пересечения с ранее проведенной прямой линией. Из этой точки пересечения обеих линий проводят вертикальную линию до пересечения с горизонтальной, на которой отложены проценты, определяющие необходимое соотношение обоих компонентов (для нашего примера X_m и X_d).

После того как необходимое количество компонентов смешения рассчитано, составляют лабораторную пробу и проверяют правильность проведенных расчетов.

Анализ качества топлива

В условиях хлебопекарных предприятий необходимо постоянно определять (по мере получения каждой новой партии топлива или в случае произвольного смешения различных партий)

вязкость, коксуемость, зольность, количество механических примесей и температуру застывания топлива.

Определение вязкости. Согласно ГОСТ 33—66 «Определение кинематической вязкости нефтепродуктов» вязкость рассчитывают по длительности истечения определенного объема испытуемого нефтепродукта через капиллярную трубку вискозиметра Пинкевича. Чаще используется более простой метод на вискозиметре типа ВУ (ГОСТ 1532—54), для которого постоянную прибора можно сравнительно легко определить по продолжительности истечения 200 мл дистиллированной воды при температуре 20°С, равной 50—52 с; в противном случае результаты замеров бракуются. При тарировке вискозиметра и проведении замеров необходимо термостатировать испытуемый продукт, так как всякое отклонение температуры отражается на точности измерения. Можно рекомендовать следующие температуры термостатирования и определения вязкости топлива (табл. 2).

Таблица 2

ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ
ВЯЗКОСТИ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Марка жидкого топлива	Температура термостатирования и определения вязкости, °С	Жидкость для заполнения термостата
Бытовое, дизельное и соляровое масло	0—20 0—50	Смесь воды с тонко измельченным льдом; вода
Моторное, мазуты и их смеси с дизельным и бытовым	20—50 50—100(150)*	Вода Масло вазелиновое медицинское или парфюмерное

*Интервал температур 100—150°С только для мазутов марки М40.

На вискозиметре типа ВУ вязкость рассчитывается в условных градусах:

$$ВУ = \tau_t / \tau_{H20}, \quad (26)$$

где τ_t и τ_{H20} — длительность истечения из вискозиметра соответственно 200 мл испытуемого топлива при температуре t и дистиллированной воды при температуре 20°С, с.

В технической документации на зарубежные и отечественные форсуночные устройства рекомендуемая вязкость топлива представлена как в сантистоксах, так и в градусах условной вязкости (° ВУ или градусы Энглера: °Е). Перевод вязкости по этим единицам измерения представлен в приложении III.

Определение коксуемости. Для ее расчета навеску топлива испаряют и сжигают при высокой температуре с разложением в специальной аппаратуре (ГОСТ 5987—51 «Определение коксуемости нефтепродуктов») с последующим взвешиванием образовавшегося углистого остатка. По ГОСТ 8862—58 «Определение коксуемости в электропечах» коксуемость топлива можно вычислить путем прокаливания в электропечах с последующим взвешиванием коксового

остатка. Его содержание в исходной массе навески топлива численно равно коксумости топлива в процентах.

Определение зольности. Содержание минеральных примесей рассчитывают при помощи сжигания навески испытуемого нефтепродукта с помощью фитиля из беззольного бумажного фильтра с последующим прокаливанием в электропечи твердого остатка до постоянной массы (ГОСТ 1461—59). Масса навески должна быть не менее 25 г.

Содержание механических примесей. В легких маловязких марках жидкого топлива их достаточно просто определить по наличию осадка на дне пробирки.

Количество механических примесей рассчитывается по ГОСТ 6370—59 и ГОСТ 10577—63 посредством измерения массы и растворения в органических растворителях.

Определение температуры застывания. По ГОСТ 1533—48 она численно равна температуре, при которой испытуемый продукт в условиях опыта загустевает настолько, что при наклоне пробирки с продуктом под углом 45° уровень его остается неподвижным в течение 1 мин. Температура помутнения обычно бывает на $2-5^\circ\text{C}$ выше температуры застывания топлива.

Контроль за качеством топочных процессов

Для организации рационального режима топочных процессов также большое значение имеет контроль процесса сжигания топлива который заключается в определении полноты сгорания и коэффициентов избытка воздуха по газовому тракту печи (в топочной камере и уходящих газов).

Полнота сгорания. Одним из наиболее объективных методов определения полноты сгорания топлива является газовый анализ топочных газов в выходном сечении камеры сгорания и уходящих газов. Для эксплуатационного контроля рекомендуется использовать переносные химические газоанализаторы типа ОРСА (ГХП-МЗ и др. [1]). В этих приборах для поглощения основного компонента продуктов сгорания, характеризующего наличие химического недожога, — окиси углерода, используется аммиачный раствор треххлористой меди. Этот реактив крайне неустойчив и довольно быстро теряет свои первоначальные поглотительные свойства. Вследствие этого целесообразно применять расчетный метод определения CO по приведенной ранее методике.

Для облегчения расчетов и контроля за топочными процессами построен график (рис. 7) по формуле (14) с линейной зависимостью величин O_2 , RO_2 и $\text{RO}_2^{\text{макс}}$, соответствующей полному сгоранию топлива (т. е. $q_3=0$). При отсутствии недожога все точки, общие для RO_2 и O_2 для каждого отдельного анализа, должны укладываться на одну прямую, характеризующую постоянную величину $\text{RO}_2^{\text{макс}}$. Отклонение от прямой свидетельствует о неточности газового анализа (над прямой $\text{RO}_2^{\text{макс}}$) или о неучтенной неполноте сгорания (под прямой $\text{RO}_2^{\text{макс}}$).

Потеря тепла от химического недожога по методике приведенных характеристик топлива равна (в %):

$$q_3 = 0,11 \cdot 10^3 (\alpha - 0,05) Q_{\text{нц.гор}} (1 + 0,006W^H), \quad (27)$$

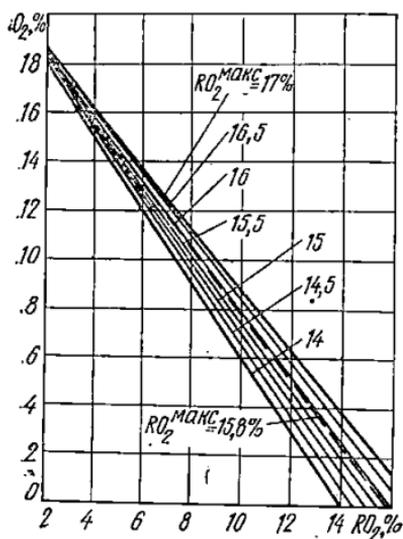


Рис. 7. Взаимосвязь между O_2 , RO_2 и $RO_2^{\text{макс}}$ при полном сгорании жидкого топлива

деления в топочном объеме. В работе [42] показано, что применение этого показателя в схемах автоматического регулирования процесса горения существенно повышает экономичность работы котлоагрегата благодаря поддержанию оптимального соотношения топливо — воздух при различных нагрузках. Регулирование процесса горения с использованием сигнала по O_2 , получаемого с помощью магнитного газоанализатора типа МК-59 конструкции ВТИ [43], в хлебопекарной отрасли практического применения не нашло и возможность использования этого метода требует промышленной проверки. Однако можно отметить, что в случае получения положительных результатов этот метод регулирования топочных процессов совместно с сигналом по расходу топлива позволит осуществить оперативный автоматический контроль за процессом горения, обеспечивающим наиболее оптимальный режим.

До недавнего времени было принято считать, что при сжигании жидкого топлива потери тепла с механическим недожогом отсутствуют. Однако наличие существенного механического недожога при сжигании практически всех марок жидкого топлива вызывает необходимость учитывать эту статью потерь тепла и принимать меры по ее снижению [10].

Потери тепла из-за уноса горючих составляющих (в основном углерода) с сажистыми и коксовыми частицами могут быть особенно велики при сжигании жидкого топлива с малым избытком воздуха ($\alpha = 1,0 \div 1,05$) и при недостаточном объеме топочной камеры [10].

За рубежом для качественной оценки механического недожога при сжигании жидкого топлива широко используют колориметрические методы [64, 66, 67, 68]. Так, по способу «Бахара» продукты сгорания пропускают через ленту из фильтровальной бумаги и сте-

где $Q_{\text{теп.гор}} = 0,126 \text{ CO} + 0,108 \text{ H}_2 + 0,358 \text{ CH}_4$ — суммарное количество тепла газообразных компонентов, содержащихся в 1 м^3 сухих продуктов сгорания.

При наличии в продуктах неполного сгорания только окиси углерода:

$$q_3 = 3,32 \text{ CO} (\alpha = 0,05). \quad (28)$$

Достоверность в определении процентного содержания CO или в расчетах α можно проверить на основании сопоставления расчетных q_3 для камер сгорания и уходящих газов, т. е. при $\alpha_{\text{т}}$ и $\alpha_{\text{ух}}$.

Контроль топочных процессов по содержанию свободного кислорода в продуктах сгорания широко распространен в парогенераторах [1, 56]. В работе [56] показано, что содержание O_2 лучше всего характеризует соотношение топливо — воздух, а в сочетании с сигналом по расходу топлива характеризует величину тепловы-

пень ее помутнения оценивают сравнением с эталоном по десятибалльной системе в так называемых сажевых числах [64]. Аналогичен описанному метод фирмы США «Шелл», а также западногерманской фирмы «Тиссен», поставляющей форсуночные агрегаты к тоннельным хлебопекарным печам БН-25 и БН-50 с нефтегазовым обогревом. По данным [67], метод «Бахара» вполне применим для легких марок жидкого топлива. При сжигании высоковязкого тяжелого топлива неодинаковые размеры сажистых частиц различного происхождения существенно затрудняют правильную колориметрическую оценку. Так, в экспериментах [67] каждому из размеров сажевых частиц по шкале «Бахара» соответствовал разброс концентраций сажистых частиц в очень широких пределах (50÷1000 мг/м³).

В Болгарии [69], а также на ряде отечественных электростанций применяют косвенные методы, основанные на изменении освещенности чувствительных элементов фотоспротивления при поглощении света лампы оптически непрозрачными сажистыми частицами.

Из количественных методов наиболее широко распространено определение концентраций твердых частичек в продуктах сгорания путем взвешивания пробы, осевшей на фильтре пробоотборника в процессе просасывания через него известного количества газа [10]. Этот способ усовершенствован во ВТИ [1], а ОРГРЭС разработал прибор, основанный на комбинации метода взвешивания и последующего измерения количества углерода путем прокаливания и поглощения раствором В(ОН)₂ [41]. Ряд количественных методов определения механического недожога описан в работах [10, 41, 56].

Институтом «Теплопроект» разработан газоволонометрический экспресс-метод определения микроконцентрации сажистого углерода, основанный на сжигании пробы сажи непосредственно на фильтре и последующем измерении объема газообразных продуктов сгорания углерода путем поглощения их химическими реактивами. Достоинством этого метода является простота конструкции прибора, возможность широкого использования газоанализаторов ГХП-МЗ и реактивов КОН и изготовление прибора силами хлебозаводов.

Основные характеристики надежности работы топочных устройств. В хлебопекарных печах их необходимо проверять при испытаниях макетов и опытных образцов новых конструкций. При этом особое внимание следует уделять температурам обечаек камер сгорания и смешения и температуре смеси газов при номинальных и максимальных тепловых нагрузках. Полученные значения этих температур позволят сделать обоснованное заключение о правильности выбора марок сталей и повысить тем самым долговечность работы топочных устройств и обогревательной системы рабочей камеры. Обслуживающий персонал должен постоянно контролировать температуру смеси газов на выходе из топочного устройства, не допуская превышения ее максимально допустимого значения (при выпечке массового ассортимента изделий — 500° С).

Измерение температуры обечаек камеры сгорания и камеры смешения существенных затруднений не вызывает; следует использовать рекомендации [41]. Некоторые значения этих температур для топочных устройств печей различной конструкции изложены в главе 3 и работах [16, 18, 23, 25].

Измерение температуры смеси газов обычными методами (термопарой) приводит к значительным погрешностям (до 20%) вследствие теплообмена излучением спая термопары с окружающими стенками. В целях защиты от соответствующего искажения измеряемой величины применяют специальные экраны, которые устанавливаются таким образом, чтобы не препятствовать омыванию газовым потоком спая, помещенного внутри экрана. Однако условия омывания существенно отличаются от тех, когда спай находится в общем потоке газов, поэтому при установке экранов погрешность измерения хотя и снижается, но все же составляет некоторую величину. Поэтому в последнее время находят применение экранированные термопары с отсосом измеряемых газов [41]. Оптимальная скорость отсоса в зависимости от температуры замеряемого потока составляет 100—150 м/с [29]. Относительная погрешность в измерении экранированными отсасывающими пирометрами определяется скоростью отсасываемой среды, числом и диаметром экранов и составляет 1,5—2% [29]. Однако применение отсасывающих пирометров ограничено необходимостью установки мощных инжекторов для создания высоких температур газа при значительных расходах пара, что затрудняет их применение на хлебопекарных предприятиях. Применение экранированных термопар также ограничено необходимостью выполнения достаточно больших отверстий в обечайках топочного устройства для их установки. Так, для измерения температур свыше 500—750°С необходимое число экранов составит 6—10 шт. при их наружном диаметре 125—150 мм [41].

Полностью отсутствует теплообмен излучением с окружающими стенками и средой у термопары, имеющей диаметр спая $d_c=0$, т.е. такая термопара будет показывать истинную температуру среды. На этом основан метод экстраполяции показаний двух термопар, имеющих различные диаметры спаев, к нулевому диаметру. Согласно этому методу температура газового потока равна [18]:

$$T_r = T_1 + \varepsilon(T_2 - T_1), \quad (29)$$

где T_1 и T_2 — температуры спаев соответственно имеющих диаметры d_1 и d_2 ($d_2 < d_1$), К;

$$\varepsilon = \left(1 - \sqrt[3]{\frac{d_1}{d_2}} \right)^{-1}. \quad (30)$$

Для измерения температуры газовых потоков также можно использовать аэродинамический пирометр, погрешность которого практически не зависит от условий и характера теплообмена термоприемника с окружающей средой. Эти пирометры нашли применение в практике измерений высокотемпературных газовых потоков за рубежом [9, 18, 74]. Наша промышленность таких приборов не выпускает. Методика измерения аэродинамическими пирометрами основана на косвенном измерении температуры по перепаду давлений, поскольку падение давления при истечении газа через дроссельное устройство (диафрагму) при известном его расходе является функцией плотности, а следовательно, и температуры потока.

Для измерения температур в топочном устройстве печей с рециркуляцией продуктов сгорания в НПО хлебопекарной промышленности был рассчитан, спроектирован и изготовлен аэродинамический пирометр, принципиальная схема которого представлена на

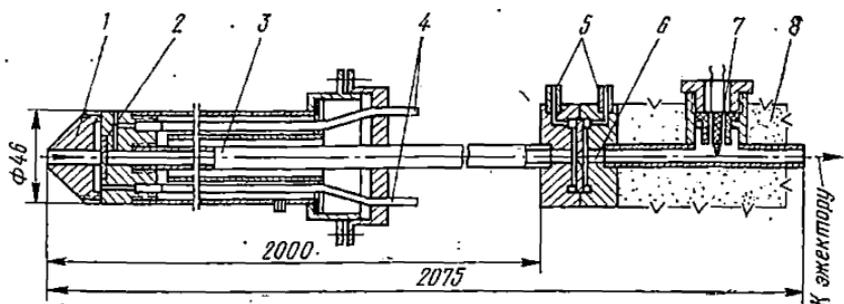


Рис. 8. Термодинамический пирометр:

1 — сменная головка из жаропрочной стали; 2 — первая диафрагма; 3 — газовая трубка; 4 и 5 — напорные трубки; 6 — вторая диафрагма; 7 — термометр; 8 — теплоизоляция

рис. 8 [18]. Анализируемый газ посредством насоса просасывается через два последовательно установленных в газовой трубке 3 дроссельных органа 2 и 6. Участок трубки между дроссельными органами охлаждается проточной водой, в результате чего газовый поток у второго дроссельного органа 6 приобретает температуру T_2 , отличную от T_1 ($T_2 \ll T_1$). Регулируя подачу воды в рубашку охлаждения, температуру T_2 можно снизить до значений, вполне допустимых для измерения любым контактным методом, например термометром 7. Перепады давлений измеряются через напорные трубки 4 и 5. В качестве дроссельного органа была использована нормальная диафрагма.

При условии отсутствия падения напора в газовой трубке на участке между обоими дроссельными органами и при стабильном составе продуктов сгорания в этой трубке уравнение для расчета температуры газового потока на входе в пирометр будет иметь вид [18]

$$T_1 = K \frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} T_2, \quad (31)$$

где ΔP_1 и ΔP_2 — измеряемые перепады давления у первого и второго дроссельных органов, Па; K — постоянная прибора, определяемая геометрическими характеристиками диафрагм дроссельных устройств.

С целью упростить изготовление пирометра, унифицировать составные части и облегчить расчеты обе диафрагмы были выполнены однотипными, с одинаковым отбором давлений и имели внутренний диаметр 0,00435 м. При таком диаметре согласно правилам [41] длина цилиндрической части диафрагмы равна 0,001 м и угол конусности отверстия 30°.

Проведенная тарировка пирометра при холодных и огневых продувках показала, что обе диафрагмы имеют практически одинаковый коэффициент расхода $\mu=1,50$ и постоянную прибора $K=1,01$. По проведенным расчетам суммарная относительная погрешность измерения температуры аэродинамическим пирометром равна $\sigma = \pm 2\%$, что вполне соответствует данным ($\sigma=1 \div 2\%$) [74].

Из рассмотренных выше способов измерения высокотемпературных потоков, а также представленных в специальной литературе

[9, 29, 41, 56] следует, что для эксплуатационного контроля топочных процессов наиболее целесообразно использовать метод двух термопар. Методика измерения температуры по этому способу достаточно проста и заключается в одновременном измерении температуры в одной точке газового потока двумя термопарами, имеющими различный диаметр спаев (к примеру, 0,0115 и 0,0045 м). В качестве вторичных приборов можно использовать потенциометры ПП или ПП-63.

В НПО хлебопекарной промышленности [18] были проведены тарировочные огневые испытания аэродинамического пирометра с параллельным измерением температуры продуктов сгорания в топочном устройстве экспериментальной печной установки ВНИИХПа методом двух термопар и термопарой, применяемой для контроля температуры смеси газов в печах с рециркуляцией газов. В результате было установлено, что максимальная погрешность метода двух термопар не превышает 5—7%, а результатов измерения термопарой с одним спаем — до 20%.

Пример. Необходимо рассчитать коэффициенты избытка воздуха, химический недожог, коэффициент рециркуляции и потери тепла с уходящими газами по данным испытаний печи БН-25 на моторном топливе марки ДТ-1 (M_3). Часовой расход топлива $B=21,5$ кг/ч, температура смеси газов $t_{см}=425^\circ\text{C}$ и температура уходящих газов $t_{ух}=250^\circ\text{C}$ (см. стр. 21). Это топливо, по данным испытаний нефтебазы г. Полоцка, имеет следующие характеристики: $Q_H^P=41,5$ МДж/кг; $W^P=1,0\%$ ($W_H^P=Q^P/Q^P=0,0722\%$ на 1 кг/МДж); $\beta=0,329$; $RO_2^{\text{макс}}=15,8\%$ и $b=21/RO_2^{\text{макс}}=1,33$.

Состав продуктов сгорания по осредненным данным результатов пяти анализов* на газоанализаторе ГХП-М3 следующий:

камера сгорания $RO_2^T=10,65\%$; $O_2^T=5,96\%$;

камера смешения $RO_2^{см}=5,23\%$; $O_2^{см}=13,91\%$;

уходящие газы $RO_2^{ух}=4,46\%$; $O_2^{ух}=14,70\%$.

По рис. 7 предварительно проверяем правильность выполненного газового анализа: точки пересечения RO_2 и O_2 , общие для каждого в отдельности анализа, расположены ниже линии $RO_2^{\text{макс}}=15,8\%$, что свидетельствует о наличии химического недожога (см. стр. 30).

По формуле (18) находим содержание CO в продуктах сгорания:

$$CO^T = \frac{21 - 1,33 \cdot 10,65 - 5,96}{1,33 - 0,4} = 0,946\%;$$

$$CO^{см} = \frac{21 - 1,33 \cdot 5,23 - 13,91}{1,33 - 0,4} = 0,140\%;$$

$$CO^{ух} = \frac{21 - 1,33 \cdot 4,46 - 14,70}{1,33 - 0,4} = 0,398\%.$$

* Для технических теплотехнических измерений доверительную вероятность P следует принимать равной 0,68, что соответствует минимальному необходимому количеству параллельных измерений каждой величины не менее пяти.

По формуле (28) находим величину химического недожога (в процентах от Q_H^p):

$$q_3^T = 3,32 \cdot 0,946 (1,37 - 0,05) = 4,15\%;$$

$$q_3^{CM} = 3,32 \cdot 0,140 (2,89 - 0,05) = 1,32\%;$$

$$q_3^{UX} = 3,32 \cdot 0,398 (3,32 - 0,05) = 4,32\%.$$

Значения q_3^{CM} выпадают из примерно одинаковых величин для топочных и уходящих газов, т.е. химический недожог по смеси газов определять не рекомендуется из-за непредставительности пробы газов, отбираемой из камеры смешения.

Наличие значительного химического недожога (рекомендуемое значение при сжигании жидкого топлива в парогенераторах $q_3 = 0,5\%$) свидетельствует о существенных нарушениях топочных процессов по следующим основным причинам: неудовлетворительное смешение топлива и воздуха при некачественном распыливании топлива, недостаточная подача дутьевого воздуха, а также увеличенные размеры факела, что характеризует наличие CO^{CM} в камере смешения.

По найденным значениям α находим по формуле (7) приведенные объемы продуктов сгорания:

$$V'_T = 0,281 + (1,37 - 1) \cdot 0,272 + 0,0195 \cdot 0,0722 = 0,383 \text{ м}^3/\text{МДж};$$

$$V'_{CM} = 0,281 + (2,89 - 1) \cdot 0,272 + 0,0195 \cdot 0,0722 = 0,795 \text{ м}^3/\text{МДж};$$

$$V'_{UX} = 0,281 + (3,32 - 1) \cdot 0,272 + 0,0195 \cdot 0,0722 = 0,912 \text{ м}^3/\text{МДж}.$$

Действительные объемы продуктов сгорания на 1 кг топлива равны:

$$V_T = 0,383 \cdot 41,5 = 15,9 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad V_{CM} = 0,795 \cdot 41,5 = 33,0 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ и}$$

$$V_{UX} = 0,912 \cdot 41,5 = 37,8 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Часовые расходы продуктов сгорания (при нормальных условиях: 0,1 МПа и 0°С) равны

$$Q_T = 15,9 \cdot 21,5 = 342 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad Q_{CM} = 33,0 (3,54 + 1) 21,5 =$$

$$= 3222 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ и } Q_{UX} = 37,8 \cdot 21,5 = 713 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По $i-t$ -диаграмме (см. рис. 2) приведенные энтальпии смеси газов и уходящих газов при соответствующих значениях их температур ($t_{CM} = 425^\circ\text{C}$ и $t_{UX} = 250^\circ\text{C}$) и избытков воздуха ($\alpha = 2,89$ и $\alpha_{UX} = 3,32$) равны $i_{CM} = 0,451$ и $i_{UX} = 0,320$. Действительные энтальпии равны $i_{CM} = 0,451 \cdot 41,5 = 18,72 \text{ МДж}/\text{кг}$. и $i_{UX} = 0,320 \cdot 41,5 = 13,25 \text{ МДж}/\text{кг}$.

Потери тепла с уходящими после обогрева печи газами равны

$$q_2 = \frac{i_{UX}}{Q_H^p} = \frac{13,25}{41,5} \cdot 100 = 32,0\%.$$

Глава 2. СПОСОБЫ СЖИГАНИЯ И ФОРСУНОЧНЫЕ АГРЕГАТЫ ДЛЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Особенности и классификация способов распыливания и сжигания топлива в хлебопекарных печах

Особенности сжигания жидкого топлива

Горение жидкого топлива носит стадийный характер и состоит из процессов смешения с воздухом (окислителем), распыливания образовавшейся топливно-воздушной смеси, подогрева ее до температуры воспламенения и химической реакции окисления с кислородом первичного и вторичного воздуха при выделении химической энергии топлива. Так как горение жидкого топлива происходит после его испарения, то ускорение топочных процессов в малогабаритных камерах сгорания хлебопекарных печей связано прежде всего с интенсификацией процессов смешения и испарения. Это достигается благодаря увеличению поверхности испарения путем мелкодисперсного распыливания топлива при создании равномерного состава топливно-воздушной смеси. Чем меньше дисперсность топлива, тем больше поверхность его частичек и тем больше окислителя приходится на единицу этой поверхности. В результате сокращаются размеры факела и ускоряются термохимические процессы газификации твердых коксовых остатков. Последние образуются при недостаточном количестве окислителя и разложении тяжелых углеводородов до CO и H_2 . При температурах свыше 1000°C и стехиометрическом соотношении топлива и воздуха тяжелые углеводороды разлагаются почти полностью, а содержание метана в продуктах сгорания весьма незначительно (не более $0,05\%$). Наличие метана и тяжелых углеводородов в продуктах сгорания на выходе из топочного устройства характеризует значительный химический недожог. В практике эксплуатации хлебопекарных печей наиболее частым свидетельством химического недожога является наличие в продуктах сгорания CO и H_2 . Одновременно с этими компонентами в зонах недостатка кислорода и при грубодисперсном распыливании топлива происходит образование частиц углерода,

фракционный состав которых определяется прежде всего процессами распыливания и смешения.

Большое влияние на качество процессов сжигания жидкого топлива в малогабаритных камерах сгорания хлебопекарных печей оказывает температурный уровень процесса. Выделение летучих и горение углеводов происходит сравнительно легко при температурах 250—600°C. Окись углерода горит значительно медленнее, эта реакция ускоряется только при более высоких температурах, а водород — при температуре не менее 600—700°C. Интенсивное горение коксового остатка (сажистого углерода) происходит при температурах свыше 800°C. Интересно отметить, что образование сажи предшествует появлению в продуктах сгорания CO и H₂, т. е. наличие химического недожога можно определить визуально по присутствию в хвостовых участках факела «сажистых языков».

Поскольку при сжигании жидкого топлива горючее и окислитель находятся в разных фазах, то горение является гетерогенным (т. е. имеет место одновременное горение капель топлива и коксового остатка [30]). При этом важное условие экономичного сжигания — интенсификация окислительных реакций и затормаживание термического разложения при высоких температурах, обуславливающие образование тяжелых углеводов вплоть до высокомолекулярных (т. е. кокса и сажи), которые в камерах сгорания хлебопекарных печей практически полностью не выгорают. Поэтому необходимо весь воздух, идущий на горение, подавать в корень факела с максимально возможной степенью его турбулизации. Наличие большого количества воздуха во внутренней области факела будет, с одной стороны, понижать температуру, а с другой — благоприятствовать окислительным процессам. Понижение температуры до 1100—1400°C обусловит расщепление молекул углеводорода без образования значительного количества трудносжигаемых сажистых углеводородов. При этом обязательно интенсивное перемешивание топливно-воздушных потоков в горящем факеле и особенно на его хвостовых участках, где температура должна быть не менее 1000—1100°C.

Эти требования, обуславливающие полное сжигание жидкого топлива в топках хлебопекарных печей, необходимо дополнить следующими соображениями. В ка-

мерах сгорания, имеющих небольшой диаметр (0,5 ÷ 0,6 м), факелу должно быть обеспечено достаточное пространство для развития процесса горения, так как в случае его соприкосновения с более холодными стенками камеры сгорания температурный уровень процесса может настолько понизиться, что содержащиеся в газах недогоревшие частицы сажи, свободного и высокомолекулярного углерода не смогут полностью выгореть. В результате на стенках камеры сгорания появятся коксовые отложения, а в продуктах сгорания, покидающих топочное устройство, будет содержаться унос, который состоит из хлопьев сажи и мельчайших коксовых частиц.

Одним из дополнительных условий повышения эффективности сжигания жидкого топлива в хлебопекарных печах является приближение процесса горения к гомогенному, когда горючее и окислитель находятся в одинаковой газообразной фазе. Это осуществляется при предварительной (до смешения и горения) газификации топлива.

В общем случае механизм горения капли жидкого топлива можно представить следующим образом. В окислительной среде, нагретой выше температуры самовоспламенения*, капля начинает испаряться. Образующаяся около поверхности капли горючая паровоздушная смесь сразу же самовоспламеняется. Далее горение продолжается благодаря непрерывному образованию горючей смеси вследствие испарения топлива. При появлении пламени испарение и, следовательно, горение интенсифицируются, поскольку температура процесса повышается. Установившийся процесс горения определяется равенством скоростей испарения топлива и горения паровоздушной смеси около поверхности капли. Однако в зависимости от того, какой из этих двух процессов интенсивнее, характер горения будет изменяться. Например, если скорость окисления топлива в данных условиях велика по сравнению с испарением, то суммарная скорость процесса будет лимитирована скоростью испарения, что свойственно практически всем способам сжигания жидкого топлива в хлебопекарных печах (кроме

* Минимальная температура смеси, начиная с которой осуществляется самопроизвольное воспламенение паров жидкого топлива.

предварительной газификации топлива). Это значит, что для интенсификации топочных процессов должны быть приняты меры, ускоряющие испарение, т. е. необходимо повысить качество распыливания топлива с образованием более дисперсных его частичек. Следует отметить, что одной из основных причин, значительно снижающих область применения жидкого топлива в хлебопекарных печах, является грубодисперсный состав распыленного топлива, что, как будет показано ниже, в основном определяется несовершенством используемых методов распыливания.

При горении капли топлива подвод тепла к ней вследствие выгорания окружающей паровоздушной оболочки увеличивается и скорость прогрева капли возрастает. В результате интенсифицируются процессы превращения смол в асфальтены, разложения их с образованием кокса и, наконец, при достаточно высокой температуре происходит частичное или полное ококсовывание капли.

Изложенное выше большей частью относится к тяжелым маркам жидкого топлива — к моторным и мазутам, представляющим собой, как было отмечено выше, остаток перегонки нефти при температуре порядка 300°C . Однако, как отмечено в работе [57], процесс перегонки топлива происходит не полностью, и мазут при температуре ниже 300°C еще выделяет некоторое количество паров более мелких фракций. Поэтому при входе распыленной струи топлива в камеру сгорания и постепенном нагревании часть его превращается в пары, а часть еще находится в жидком состоянии даже при температурах порядка 400°C , т. е. процесс является гетерогенным, что значительно усложняет механизм выгорания топлива, подробно изложенный в работах [8, 10, 30, 32, 57 и др.].

Сжигание легких жидких топлив (дизельное, бытовое и пр.) в большей степени отличается гомогенностью вследствие несколько пониженной температуры самовоспламенения их паров и отсутствия высокомолекулярных углеводородов. В этом случае экономичное сжигание указанных топлив определяется в большей степени интенсификацией испарения, скорость которого при любых условиях выше скорости окисления, т. е. механизм процесса обусловлен температурой самовоспламенения паров топлива. Требования к качеству распыли-

вания и смещения, а также к температурному уровню процессов сжигания этих топлив менее жесткие, что позволяет рекомендовать эти марки топлива к применению в малогабаритных камерах сгорания хлебопекарных печей с рециркуляционным обогревом.

В этих печах на эффективность топочных процессов и надежность эксплуатации топочных устройств существенное влияние оказывают угол раскрытия и длина факела.

Угол раскрытия определяется разбросом топливно-воздушных частичек и зависит от конструкции форсунок, способа распыливания и схемы подачи распылителя. Увеличение угла раскрытия факела в камере сгорания нежелательно, так как это приводит к закоксуыванию стенок камеры и их прогоранию в результате непосредственного контакта с раскаленными продуктами сгорания. В механических форсунках любого типа угол раскрытия регулируется сменой распылительных форсунок, имеющих угол 45, 60, 90 и 120°.

Длина факела представляет собой путь горения частиц топлива и определяется произведением средней скорости движения частиц топлива на длительность их горения. Скорость движения горючей смеси зависит от аэродинамических характеристик факела и топочного устройства. Следует учесть, что скорость движения топливных частиц ниже скорости движения воздуха в факеле и горение сокращает путь частиц факела [30].

Скорость горения является важнейшим фактором, влияющим на длину факела. Определение длины факела расчетным путем затрудняется сложностью факторов, определяющих процесс горения. Б. И. Китаев для расчета длины мазутного факела (в м) предложил следующие экспериментальные формулы для мартеновских печей:

$$l_{\phi} = 2 \left(4,2 + \frac{60}{G_0} \right) d_0; \quad (32)$$

$$l_{\phi} = 14RW^{0,43} d_0^{0,83}, \quad (33)$$

где G_0 — удельный расход распылителя, м³/кг; d_0 — диаметр отверстия сопла форсунки, м; $R = 1,5 \div 1,6$ — коэффициент, зависящий от $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$; W — скорость истечения топлива из сопла, м/с.

Для каждого отдельного случая применение этих формул требует экспериментальной проверки. На рис. 9

представлена зависимость длины факела от часового расхода топлива по результатам огневых испытаний различных типов форсунок на топочном стенде НПО хлебопекарной промышленности [18]. Длина факела определялась завершением процессов выгорания-горючих составляющих, т. е. при приближении коэффициента избытка воздуха топочных газов α_T к постоянному значению при минимальном содержании CO .

Регулировать длину факела прежде всего можно изменением дисперсности распыливания топлива, качеством смесеобразования и в какой-то степени изменением удельного расхода распылителя (в пределах оптимальных значений α_T). В камерах сгорания хлебопекарных печей в целях укорочения факела следует стремиться к тонкому и равномерному распыливанию топлива и хорошему его смешению с воздухом в турбулентном потоке. Однако слишком короткий факел может привести к значительному перегреву топочного фланца и приборов, установленных на форсуночных устройствах, и неравномерному полю температур в камере сгорания.

В результате возможны местные перегревы футеровки и обечайки камеры сгорания. Очевидно, наиболее целесообразна такая форма факела, при которой он равномерно занимает весь объем камеры сгорания, имеет равномерное поле температур по объему и не контактирует с окружающими стенками. При этом процесс сгорания должен полностью закончиться в пределах камеры сгорания.

Между углом раскрытия факела и его длиной для малогабаритных камер сгорания хлебопекарных печей имеется однозначная зависимость: при прочих равных условиях с уменьшением угла раскрытия увеличивается длина факела, и наоборот.

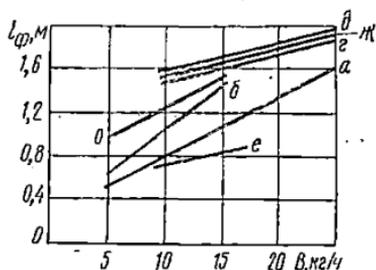


Рис. 9. Зависимость длины факела от часового расхода топлива при сжигании:

а — дизельного топлива в форсунке «Риелло»; б — то же, в форсунке АФ-65; в — то же, в форсунке П-126; г — то же, в форсунке ДМА-30; д — моторного топлива в форсунке ДМА-30; е — бытового топлива в форсунке П-126; ж — то же, в форсунке ДМА-30

Традиционные способы распыливания

В хлебопекарных печах отечественной и зарубежной конструкции применяются следующие способы распыливания жидкого топлива: механические, паровые, воздушные и комбинированные.

По способу распыливания механические форсунки подразделяются на прямоструйные, вихревые (центробежные) и ротационные.

В прямоструйных форсунках для диспергирования топлива используется перепад давления на сопле; в центробежных — перепад давления на сопле и вихревой эффект вследствие тангенциального подвода или крутки потока топлива при помощи винтовых завихрителей.

Особое место занимают ротационные форсунки с вращающейся чашей, где эффект распыливания достигается благодаря вращению распыливающего органа и динамического напора воздуха.

В паровых и воздушных (пневматических) форсунках первичное дробление топлива происходит за счет кинетической энергии пара (или паровоздушной смеси) или воздуха, истекающих из сопла форсунки. Капли первичного дробления приобретают скорость паровой среды, обычно соответствующую критической скорости истечения пара. Далее движущаяся капля подвергается давлению газовой среды, которая диспергирует ее на более мелкие частички. Давление среды на движущуюся в ней каплю определяется отношением силы трения среды к лобовому сечению капли.

Сравнивая относительные достоинства пара и воздуха как распылителей, следует прежде всего учесть, что пар стоит дешевле только в том случае, если он используется также для других целей или получается в котле-утилизаторе. При распыливании паром получается менее светящийся факел. При распыливании воздухом факел короче и имеет более высокую температуру, так как воздух поддерживает горение, а пар является балластом. Кроме того, применение пара для распыливания топлива приводит к повышению влажности продуктов сгорания.

По перепаду давлений распыливающей среды форсунки могут быть высокого давления (пар 0,3—2,5 МПа или воздух 0,3—0,9 МПа), среднего (пар или воздух 0,1—0,2 МПа) и низкого (воздух 2—8 кПа) давления.

В форсунках высокого давления удельный расход пара равен 0,3—0,6 кг/кг, а расход воздуха — 0,4—1,3 м³/кг, что составляет 4—12% от необходимого расхода дутьевого воздуха. Удельный расход пара или воздуха в форсунках среднего давления несколько выше, а в форсунках низкого давления (или вентиляторных форсунках) расход распылителя составляет от 25 до 100% от всего количества воздуха, необходимого для горения.

В комбинированных форсунках применяется сравнительно невысокий перепад давления на сопле и для лучшего диспергирования и смешения используется дополнительно динамический напор пара или воздуха. При этом на одних режимах форсунки работают с преобладающим механическим распыливанием, а на других — с преобладающим паровым или воздушным распыливанием.

При всех способах распыливания затрачивается механическая работа для преодоления сил сцепления или молекулярного притяжения в жидкости. Величина этой работы зависит от вязкости топлива и давления его паров. При температуре испарения паров силы сцепления практически равны нулю. Из этого следует, что жидкое топливо следует подогревать настолько, насколько это позволяет безопасность и надежность работы форсунок и их топливного оборудования. Если температура топлива слишком высока, то легкие составляющие мгновенно превращаются в пар у выхода из форсунки; где резко понижается давление, в результате чего процесс горения нарушается. При этом также возникает кавитация, приводящая к преждевременному износу рабочих органов распылителей и насосов.

Температура подогрева топлива определяется его физико-химическими характеристиками, способом распыливания и конструкцией форсунки.

Из сравнения экспериментальных и расчетных данных [10, 11, 14, 18, 30] по дисперсности распыливания топлива различными способами следует, что механические форсунки дают самое грубое распыливание (при давлении топлива 2 МПа радиус капли 0,2 мм с вероятным уменьшением до 0,1 мм для центробежных форсунок). Распыливание вентиляторным воздухом при его скорости 80—100 м/с дает значительно меньший (в 5—10 раз) размер капли. Самое тонкое распыливание достигается форсунками высокого давления — радиус кап-

струе возбуждаются неустойчивые волны различной длины, вызывающие образование капель с диаметром весьма широкого диапазона. В акустических форсунках генерируемые колебания обладают вполне определенной частотой и амплитудой, благодаря чему распыленное топливо является более однородным по размерам.

В основу отечественных и зарубежных конструкций акустических форсунок положены газоструйный и стержневой излучатели Гартмана. Наиболее эффективным является газоструйный излучатель, позволяющий генерировать высокочастотные колебания и при дозвуковых скоростях истечения воздуха с частотой до 20—25 кГц.

Дисперсионные характеристики акустических форсунок исследовались в институтах «Теплопроект» и ЦНИИ МПС при распыливании топлива с часовым расходом до 50 кг/ч, давлении воздуха 0,3 МПа, мощности излучателя 330 Вт и частоте колебаний 16 кГц. В результате установлено, что оптимальный расход первичного воздуха составляет 0,2 кг/кг. При расходе 1 кг/кг, необходимом для качественного распыливания в пневматических форсунках высокого давления, средний диаметр образующихся в акустическом поле капель в 2,5—3 раза меньше. При снижении мощности в 22 раза (с 330 до 15 Вт) средний размер капель возрастает лишь на 50—60%, оставаясь в то же время в пределах допустимого (180 мкм).

В форсунках шведской фирмы «Демистер» топливо подается по центральной трубке 6 с перфорацией. После выхода из нее оно смешивается с воздухом, проходящим по кольцевой щели между корпусом форсунки 4 и трубкой 6 (рис. 10). Топливо-воздушная смесь, вытекающая из сопла 3 со сверхзвуковой скоростью, поступает в полость резонатора 2. Частота возбуждаемых при этом колебаний в резонаторе 6,5 кГц. Давление топлива и воздуха перед распыливанием равно 0,28—0,35 МПа, расход топлива — до 70 кг/ч. Мощность звуковых волн в радиусе 45 см от сопла 3 — 80 Вт [11, 66]. На выходе из распылительного сопла установлена металлическая сетка 1, предназначенная для защиты генератора от теплового излучения топки. Эта решетка также способствует выравниванию поля температур и скоростей, т. е. обеспечивает устойчивость факела.

В форсунке США фирмы «Астросоникс» предварительную подготовку топливо-воздушной смеси не осу-

ществляют, смешение проводится в топочной камере. В качестве резонатора используется грибовидный насадок, отражающий поток распылителя и топлива в резонирующую полость. Возникающие при этом пульсации имеют частоту 5—20 кГц, что, по данным фирмы, обеспечивает достаточно хорошее распыливание и сжигание жидкого вязкого топлива. Диапазон регулирования 10—100 % от номинального, равного 60—380 кг/ч. В качестве распылителя может использоваться пар или воздух [65, 71].

В форсунке Будапештского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта высокочастотные колебания возбуждаются при тангенциальном подводе топлива и воздуха в вихревую камеру при частоте колебаний до 6 кГц. Качество сжигания мазута М100 получается высоким: содержание $\text{CO}_2 = 15,6\%$, CO — менее 1% и коэффициент избытка воздуха близок к единице.

В институте «Теплопроект» на основе зарубежного опыта, в частности фирмы «Астросоникс», создана акустическая форсунка с механическим стабилизатором факела. Непосредственно за стабилизатором образуется зона пониженного давления, вызывающая рециркуляцию продуктов сгорания к корню факела. Этот же стабилизатор является одновременно рефлектором, концентрирующим акустическую энергию в зоне распыливания топлива. Вторичный воздух, участвующий в горении, нагнетается низконапорным вентилятором и вводится в топку через кольцевое сечение, которое окружает стабилизатор, и по наклонным каналам в последнем. Это необходимо для предотвращения коксования стабилизатора при недостаточном количестве воздуха. Выходное отверстие для топлива выполнено щелевидным, в

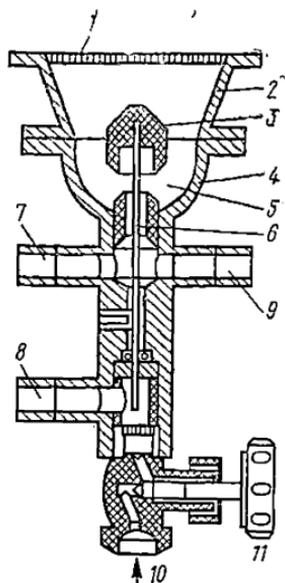


Рис. 10. Акустическая форсунка «Демистер»:

1 — сетка; 2 — резонатор; 3 — наконечник; 4 — корпус излучателя; 5 — распылительная камера; 6 — топливная трубка; 7 и 8 — штуцера для подсоединения манометров; 9 — ввод первичного воздуха; 10 — ввод топлива; 11 — игольчатый топливный клапан

корпусе форсунки предусмотрена постоянная циркуляция топлива.

Институтом «Мосгазпроект» на базе форсунки «Теплопроект» для печей ПХС-25М разработана акустическая форсунка ГКА-50, имеющая следующие основные параметры:

Номинальное давление первичного воздуха, кПа	2
Номинальное давление распыливающего агента, кПа	230
Номинальный расход жидкого топлива, кг/ч	45
Номинальное давление жидкого топлива, кПа	70
Пределы регулирования, кг/ч	15—55
Пределы изменения давления топлива, кПа	50—80
Акустическая мощность излучателя, Вт	100
Частота колебаний, кГц	10

Топливо распыливается за счет акустических колебаний, возбуждаемых в полости резонатора. Далее распыливаемое топливо смешивается с потоком вторичного воздуха, имеющего вихревое движение благодаря турбулизатору. Последний выполнен ленточным, обеспечивает степень турбулизации 1,0 и имеет угол наклона лопаток 45°. Расход топлива регулируется игольчатым вентилем. При изменении производительности от 15 до 45 кг/ч форсунка имеет следующие параметры работы (по данным испытаний):

Расход, кг/ч	15	25	45
Давление топлива, кПа	54	58	66
Давление первичного воздуха, кПа	0,2	0,6	2,0
Давление распыливающего агента, кПа	230	230	230

Отсутствие автоматики безопасности и регулирования производительности препятствует широкому применению этих форсунок в рециркуляционных хлебопекарных печах.

В форсунках с пьезоэлектрическим (механическим) генератором колебаний используется свойство ряда кристаллов и керамик периодически изменять свои геометрические размеры под действием электрического напряжения высокой частоты. Принципиальное отличие таких форсунок от акустических заключается в том, что энергия пульсаций передается здесь непосредственно потоку топлива. Распылитель, обладающий большим потенциалом импульсов, в процессе распыливания не участвует, что обуславливает значительные частоты колебаний (до 65—70 кГц). Этот способ нашел применение в форсунках малой производительности (до 5—7 кг/ч)

и применяется в форсунках американской фирмы «Эссо». Достаточно эффективная возможность качественного распыливания и сжигания малых количеств топлива, отсутствие сложной топливной системы и насосов высокого давления, а также большие проходные сечения сопла позволяют сделать вывод о перспективности этих форсунок для тепловых устройств, в том числе и хлебопекарных печей малой производительности.

Распыливание топлива в электрическом поле [63, 72] заключается в том, что силы этого поля превышают силы поверхностного натяжения топлива, в результате чего стабильность топливной струи нарушается и от ее поверхности отделяются диспергированные капли и отдельные струйки. Качество распыливания может быть значительно повышено путем добавления присадок, повышающих электропроводность распыливаемого топлива. Изменяя электрические и конструктивные параметры, можно получить дисперсность распыливания от 1 мм до 1 мкм [10].

Конструктивно эти форсунки выполнены в виде двух электродов, на каждый из которых подается напряжение до 20—40 кВ. Одним из электродов служит топливная трубка, другим — кольцо, конус или цилиндр, удаленные от нее на некоторое расстояние.

Основным недостатком, сдерживающим промышленное применение этих форсунок, является потребность в высоком напряжении и ионизация среды, заполняющей пространство между электродами. Последнее приводит к электрическому пробое и снижению качества распыливания. В настоящее время эти форсунки существуют только на уровне макетов. Для предотвращения ионизации следует повышать напряженность электростатического поля.

Вибрационное (пульсационное) горение, основанное на эффекте колебания давлений при периодическом воспламенении топливно-воздушной смеси, ускоряет сжигание тяжелых сортов топлива и способствует стабилизации горения. Если форсунка не рассчитана на вибрационный режим работы, то снижается ее механическая прочность, повышаются шумовые характеристики (виброскорость и звуковое давление) и возможно возникновение аварийного состояния.

Вопросы вибрационного горения рассмотрены в работах [8, 10, 32, 47, 57]. В СССР и за рубежом изучение

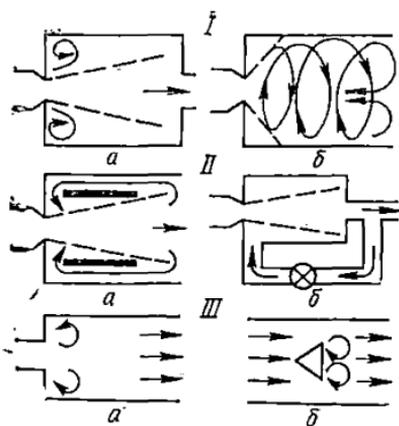


Рис. 11. Различные схемы интенсификации топочных процессов:

I — естественная рециркуляция (*a* — внешняя; *b* — внутренняя);
II — организованная (*a* и *b* — внешняя);
III — рециркуляция в результате срыва потока (*a* — внешняя, *b* — внутренняя)

вибрационных промышленных форсунок начато в 60-х годах. В настоящее время эти форсунки используются на ряде отечественных парогенераторов, в котлах ТЭЦ и металлургических печах [10]. Для хлебопекарных печей с рециркуляционным обогревом применение вибрационных форсунок позволит значительно повысить надежность и эффективность топочных процессов, так как эти форсунки обеспечивают надежную эксплуатацию топочных устройств при значительных тепловых нагрузках (свыше 6 МВт/м^3).

Интенсификация топочных процессов в хлебопекарных печах также может быть достигнута и в результате рециркуляции высокотемпературных топочных газов к корню факела. Различные схемы рециркуляции топочных газов в камерах сгорания, которые могут быть использованы в хлебопекарных печах, представлены на рис. 11.

Применение рециркуляции наиболее эффективно в том случае, когда необходимо улучшить условия воспламенения и стабилизации горения топливно-воздушной смеси и повысить тепловые нагрузки топочного объема до 30 МВт/м^3 при обеспечении долговечности работы топочных устройств [10].

Механические центробежные форсунки

В хлебопекарных печах зарубежной и отечественной конструкции эти форсунки нашли наиболее широкое применение [20]. В них топливо под значительным напором (1—2,5 МПа) продавливается через сопло, подвергаясь предварительному внутриканальному распаду, а затем диспергируется вследствие резкого изменения давления, т. е. происходит кавитация. (Кавита-

цией называется явление местного самопроизвольного вскипания жидкости и образования пузырьков или парогазовых полостей, что ускоряет и облегчает распад жидкости [30].) В узком сечении струи внутри канала начинается разрушение сплошности потока, а распыливание топлива происходит непосредственно в канале сопла.

Выходящие из сопла капли эмульсии представляют собой жидкие оболочки парогазовых пузырьков. Тангенциально входящий в камеру завихрения поток топлива создает вращательное движение жидкости, складывающееся с поступательным перемещением по направлению к выходу из сопла. Внутри вихря происходит разрыв сплошности и образуется пространство (полый конус), занятое парами и газами (рис. 12, а). Вследствие пониженного давления внутри конуса устанавливается сложное движение: у стенок жидкостного слоя — по направлению к выходу, а внутри конуса — в обратном направлении. Полный конус вытекающей жидкости образует пленку, довольно быстро распадающуюся на мелкие капли. При сравнительно малом перепаде давлений на сопле в конусе появляется перешеек (рис. 12, б); однако при повышении давления и соответствующем увеличении центробежных сил перешеек внутри конуса исчезает и распад на капли начинается ближе к устью сопла (рис. 12, в).

В зависимости от угла конуса отверстия сопла угол раскрытия струи изменяется от 45° до 120° . Полный конус распыленного топлива пересекается завихренным турбулентным потоком воздуха, выходящего из регистра (завихрителя) форсунки. Напор этого воздуха должен быть

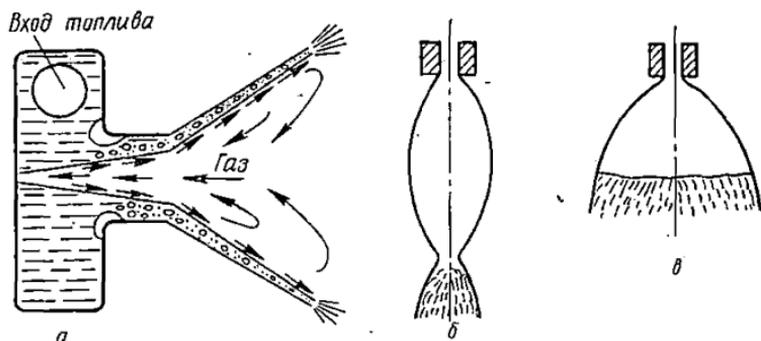


Рис. 12. Характер потока жидкости в центробежной форсунке (а) и полный конус топлива при малом (б) и нормальном (в) давлении

вполне достаточным для преодоления местных сопротивлений регистра и противодействия в камере сгорания.

Как правило, в топочных устройствах печей с рециркуляцией продуктов сгорания при устойчивой работе газового тракта поддерживается разрежение (по отношению к атмосферному давлению), поэтому напор дутьевого вентилятора не превышает 25—100 МПа.

При распыливании топлива центробежными форсунками в хлебопекарных печах наблюдается большая неоднородность фракционного состава и неравномерное распределение топлива по сечению камер сгорания. Последнее обусловлено тем, что перепад давлений по эксплуатационным и конструктивным причинам не превышает 2,5 МПа. Вследствие этого диаметр полого конуса распыленного топлива (см. рис. 12, а) значительно превышает толщину жидкостного слоя. Существенное влияние на равномерность распыливания оказывают также точность изготовления и сборки форсунок, степень износа их распыливающих органов [20] и изменение физических свойств топлива [30]. Распределение распыленного топлива меняется также и в процессе его выгорания, как показывают результаты газового анализа продуктов сгорания по диаметру топочной камеры [18].

Неравномерный состав фракций приводит к тому, что мельчайшие распыленные частички топлива сгорают, не достигая фронта факела, а наиболее крупные капли выходят из области максимального горения, не успевая полностью догореть. Процесс догорания таких капель в хвостовой части факела и на его периферии тормозится вследствие малой концентрации окислителя, пониженных температур газов и снижения турбулентности перемешивания топлива и окислителя. В результате наблюдается унос сажистых частичек и частичек углерода, коксование и загрязнение поверхностей нагрева рабочих камер.

Теплопроизводительность топочных устройств и соответственно тепловой режим выпечки в рабочих камерах хлебопекарных печей чаще всего регулируется изменением давления топлива или работой форсунки в режиме «включено — выключено». Эксплуатация центробежных форсунок показывает, что при регулировании тепловых режимов хлебопекарных печей давление топлива перед форсункой не следует допускать ниже 1—1,2 МПа [20, 34], так как дальнейшее понижение дав-

ления приведет к весьма резкому ухудшению распыливания и повышению размеров капли топлива.

С учетом изменения вязкости распыливаемого топлива при изменении его давления, а также потерь напора в распыливающем органе можно считать, что расход топлива через центробежную форсунку пропорционален перепаду давлений на сопле в отношении 0,4—0,5. Меньший показатель степени относится к малым давлениям (0,5—1,5 МПа) и больший — при давлении 1,5—2,0 МПа. При ограничении нижнего перепада давления до 1,0 МПа диапазон регулирования производительности центробежных форсунок при максимальном перепаде 2,0—2,5 МПа составляет 80—100% от номинальной нагрузки [20, 34].

Переход на большие давления топлива в форсунках, применяемых в хлебопекарных печах, затруднен вследствие увеличения расхода электроэнергии и габаритных размеров форсунок, повышения требований к качеству изготовления, эксплуатации и герметичности, а также фильтрации топлива и вследствие повышенного кавитационного и эрозионного износов топливного оборудования и форсунок.

Применяемые в центробежных форсунках марки жидкого топлива лимитированы вязкостью. Рекомендуется поддерживать вязкость топлива перед распыливанием на уровне 6° ВУ. В работах ряда советских и зарубежных исследователей принимается изменение вязкости распыливаемого топлива от 2,5 до 6° ВУ [8]. Перевод котлов ГРЭС и ТЭЦ на жидкое топливо, имеющее вязкость 2,5° ВУ после его подогрева перед распыливанием, позволило уменьшить средний размер капель на 12% [34].

Основным критерием совершенства механических форсунок является тонкость распыливания, характеризуемая отношением d/d_0 (где d — средний диаметр капли и d_0 — средний диаметр отверстия сопла). Эта величина может быть получена из безразмерного эмпирического соотношения [30]:

$$\frac{d}{d_0} = cA^n \left(\frac{W_0 d_0}{\nu} \right)^m \left(\frac{\mu^2}{\rho \sigma d_0} \right), \quad (34)$$

где A — геометрическая характеристика форсунки; ν , ρ и μ — соответственно кинематическая вязкость, плотность и динамическая вязкость топлива, м²/с, кг/м³ и сСт; W_0 — эквивалентная скорость в сопле, м/с; σ — коэффициент поверхностного натяжения, Па.

Значения эмпирических коэффициентов n , m , c и k , по данным различных исследователей, изменяются в широком диапазоне.

Установлено, что в области давлений до 1,0—1,5 МПа снижение перепада давления приводит к снижению качества распыливания, так как средний диаметр капель увеличивается. При давлении свыше 1,6 МПа эта зависимость не наблюдается и качество распыливания остается одним и тем же, как бы ни изменялось давление в сторону увеличения.

Другим выводом из приведенной формулы является то, что при сохранении геометрического подобия форсунок и физико-химических характеристик топлива имеет место следующее соотношение:

$$d \approx d_0^{m-k+1}, \quad (35)$$

т. е. с увеличением диаметра отверстия сопла качество распыливания снижается.

Таким образом, можно отметить следующие основные факторы, определяющие эффективность распыливания жидкого топлива центробежными форсунками в хлебопекарных печах:

экономичный диапазон изменения перепада давлений на сопле находится в пределах 1—1,5 МПа, и с учетом потерь напора в распылительном устройстве [8], равных 0,5—0,7 МПа, давление топлива перед форсункой не должно превышать 1,5—2,2 МПа;

уменьшение диаметра сопла распылителя приводит к повышению качества распыливания, однако исходя из эксплуатационных и конструктивных характеристик этот диаметр должен быть не менее 0,3—0,4 мм;

с целью повышения качества распыливания вязкость топлива должна быть не более 2,5° ВУ, что вызывает необходимость предварительного подогрева вязких топлив (ниже будет показано, что существует и нижний предел вязкости, лимитирующий нормальную работу форсунок);

регулирование производительности форсунок путем изменения перепада давления при увеличении его верхнего предела неоправданно и необходимо применять другие методы.

Этими соображениями следует руководствоваться при выборе конструкции форсуночных агрегатов и их эксплуатации в хлебопекарных печах. Для каждого

конкретного случая одни из этих соображений могут быть доминирующими, а другие могут и не оказывать существенного влияния на эффективность сжигания жидкого топлива.

В зарубежных и отечественных хлебопекарных печах наибольшее применение, несмотря на отмеченные недостатки, нашли центробежные форсунки с тангенциальными входными каналами прямоугольного или круглого сечения (рис. 13). Основными элементами этих фор-

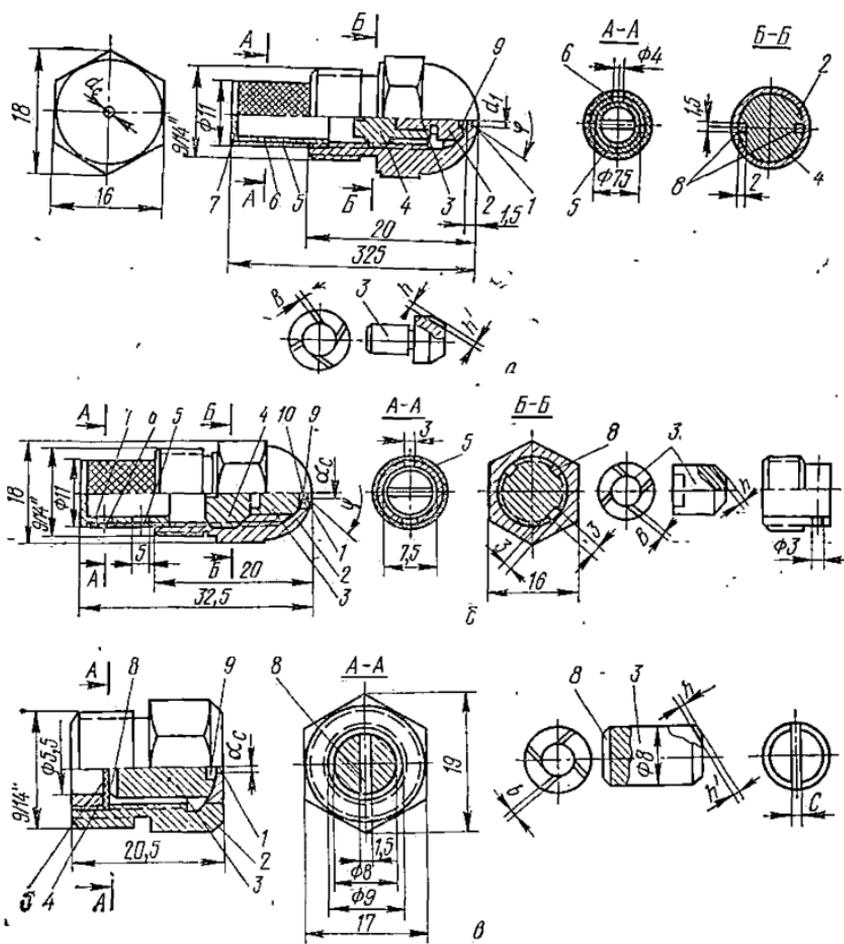


Рис. 13. Распылительные сопла центробежных форсунок ДМА фирмы «Тиссен» (а), «УниTERM» фирмы «ЦЭР» (б), АФ-65 Таллинского завода «Кооператор» (в):

1 — распылительное отверстие; 2 — головка; 3 — завихритель; 4 — штуцер; 5 — сетка фильтра; 6 — отверстия для прохода топлива в фильтре; 7 — фильтр; 8 — отверстия для прохода топлива в штуцере; 9 — камера завихрения; 10 — вставка

сунок являются: корпус 2 с цилиндрическим или коническим отверстием диаметром 0,25—0,50 мм (в ряде конструкций отверстие выполнено во втулке 10 из специального жаропрочного и износоустойчивого материала, запрессованной в корпус), камера завихрения 9, образованная корпусом 2 и завихрителем 3, сетчатый фильтр 5 с перфорированной обечайкой 7. Завихритель 3 имеет четыре тангенциальных канала прямоугольного сечения $b \times h$, расположенных под углом 45° к осям форсунки. Глубина b и ширина h этих каналов, так же как и отверстия сопла d_0 , определяют пропускную способность форсунки, за которую принят часовой расход топлива вязкостью $1,48^\circ$ ВУ при давлении 0,7 или 1,0 МПа [20].

Форсунки, представленные на рис. 13, а, б, изготавливаются западногерманской фирмой «Стейнен» и датской фирмой «Данфосс», а также югославской фирмой «ЦЭР» по лицензии фирмы «Данфосс». В отличие от применяемых в отечественной промышленности, эти форсунки не имеют подвижной распределительной шайбы (дозатора), устанавливаемой перед завихрителем, которая изменяет живое сечение потока и приводит к высоким потерям давления в форсунке. Кроме того, наличие подвижных сопрягаемых поверхностей приводит к возникновению неплотностей и перетечек, к повышенному износу распыливающих устройств.

В СССР разработан и серийно изготавливается заводом «Ильмарине» (Эстонская ССР) типоразмерный ряд нормализованных центробежных форсунок конструкции ЦКТИ и ВТИ производительностью 80—260 кг/ч при давлении топлива 2,0 и 3,5 МПа. Технические характеристики и конструкция этих форсунок представлены в работе [30] и отраслевых нормалях ЦКТИ. Для хлебопекарных печей типа ПХК, ПХС и пр., выпускаемых отечественной промышленностью, эти форсунки не могут быть использованы вследствие завышенной производительности. Использование их в хлебопекарной промышленности может быть достигнуто при изменении геометрических и гидравлических характеристик.

Начиная с 1977 г. заводом «Ильмарине» выпускаются распылительные насадки типа Ф-0,4, в комплект которых входят распылительное сопло с диаметром 0,4 мм, электроды розжига факела и электрод контроля факела. Насадки имеют следующие характеристики:

Номинальная производительность, кг/ч	29
Отклонение производительности при давлении топлива 1—1,2 МПа, %	±10
Угол раскрытия факела, °	55—70
Габаритные размеры, мм	
длина	665
ширина (максимальная, по фланцу)	270
Масса, кг	11

Шестеренные насосы для этих распылительных насадок выпускаются машиностроительным заводом им. 60 лет Октября (Черкасская область), а сборка форсунок производится на Каменском заводе им. 50 лет Советской Украины.

По основным техническим характеристикам такие форсунки вполне отвечают условиям работы хлебопекарных печей на дизельном и бытовом топливе и могут быть использованы практически для всех печей, работающих на указанных марках жидкого топлива. Основной недостаток их — отсутствие системы автоматики безопасности и регулирования производительностью.

Ниже рассмотрены основные конструкции механических центробежных форсуночных агрегатов, применяемых в отечественных и зарубежных хлебопекарных печах [20, 22, 24, 27].

Автоматизированная механическая форсунка АФ-65. Выпускается заводом «Кооператор» Центросоюза (г. Таллин), устанавливается на тупиковых печах ФТЛ-2 и ФТЛ-20. Эти форсунки рассчитаны на сжигание маловязких жидких топлив типа дизельных, не требующих предварительного подогрева перед распыливанием и создания высокого давления топлива. По принципу действия форсунка АФ-65 относится к наиболее простым конструкциям. Механическая часть состоит из электродвигателя, вентилятора низкого давления, одноступенчатого шестеренного насоса с наружным зацеплением, имеющего низкий КПД, редукционного клапана и распылительного сопла. Максимально развиваемое давление насоса 0,7—1,0 МПа, что не обеспечивает достаточно высокую дисперсность распыливания топлива.

Форсунка снабжена системой автоматики регулирования производительности в режиме «включено — выключено» и обеспечения безопасности работы. Розжиг форсунки — электроискровой, от трансформатора высокого напряжения (10 000 В). Форсунки комплектуются

распылительными соплами с пропускной способностью от 4,5 до 12,5 кг/ч при частоте вращения электродвигателя привода шестеренного насоса и дутьевого вентилятора 1410 об/мин. Используя электродвигатель с частотой вращения 2880 об/мин, можно увеличить производительность форсунки до 18 кг/ч.

Уменьшение вязкости распыливаемого топлива ниже 1,2° ВУ приводит к снижению производительности форсунок, увеличению потерь давления в распылительном сопле и перетечкам в насосе, а увеличение — к снижению качества распыливания и недожогу.

Основными недостатками рассматриваемой форсунки являются небольшая производительность (на печах ФТЛ-2 устанавливаются две форсунки), ограниченность применяемой марки топлива по вязкости и неудовлетворительное распыливание топлива. Увеличение производительности вследствие повышения частоты вращения электродвигателя приводит к перегреву рабочих органов насоса и более интенсивному износу механических частей форсунки и распылительного сопла. Малая степень турбулизации воздушного потока при его незначительном напоре (не более 30—40 Па) не обеспечивает нормального процесса смесеобразования и не позволяет использовать форсунки при разрежении (тяге) в камере сгорания тоннельных печей с рециркуляционным обогревом выше 40—50 Па.

Автоматизированные форсуночные агрегаты ДМА-30. На хлебопекарных предприятиях страны с тоннельными печами БН (ГДР) широко применяются полностью автоматизированные форсуночные агрегаты ДМА-30 (рис. 14) западногерманской фирмы «Тиссен». Эти агрегаты комплектуются распылительными соплами фирмы «Данфосс» и работают в режиме «включено — выключено».

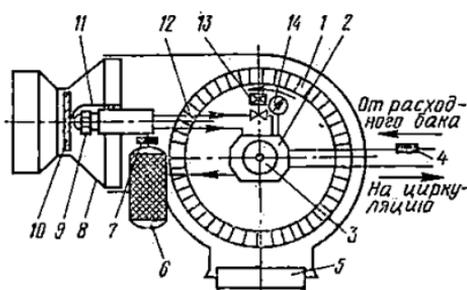


Рис. 14. Принципиальная схема форсуночного агрегата ДМА-30:

- 1 — ротор дутьевого вентилятора; 2 — насос; 3 — электродвигатель; 4 — фильтр грубой очистки; 5 — воздушные заслонки; 6 — термостат; 7 — фильтр тонкой очистки; 8 — диффузор; 9 — распылительное сопло; 10 — завихритель; 11 — электроды зажигания; 12 — обратная линия; 13 — электромагнитный клапан; 14 — манометр.

Масса форсуночного агрегата в смонтированном состоянии 65 кг, габаритные размеры 664×458×631 мм. Частота вращения электродвигателя 1440 об/мин, потребляемая мощность 0,55 кВт. Форсуночный агрегат при помощи болтовых соединений непосредственно устанавливается на топочном фланце печи, что вызывает ряд неудобств при смене распылительных устройств в процессе эксплуатации.

Давление топлива после шестеренного насоса форсунки, обеспечивающее качественное его распыливание и нормальный процесс сжигания, должно быть равно 1,6—2,1 МПа, вязкость — 1,6—2,05° ВУ. Понижение давления и увеличение вязкости приводит к ухудшению горения (коксование, увеличение размеров факела, недожог), а уменьшение вязкости — к снижению производительности [20, 22].

При нормальной эксплуатации форсуночного агрегата содержание СО в топочных газах (при СО₂ = 10—11%) не должно превышать 0,1% и содержание сажи — 3 единицы по шкале «Бахара». Рекомендуемое разрежение в топочной камере 20—50 Па.

Форсуночные агрегаты комплектуются топливными насосами типа 32RP221 западногерманской фирмы «Шунстранд». Эти насосы имеют двухступенчатое сжатие и внутреннее зацепление рабочих органов и их производительность при давлении 2,1 МПа и вязкости топлива 1,6° ВУ равна 64 л/ч. Форсунки ДМА-30, поставляемые в СССР с печами БН, снабжены распылительными соплами фирмы «Данфосс» № 3; 3,5 и 4 с углом распыливания топлива 45°. Номер сопла численно равен производительности* форсунки при давлении 0,7 МПа и вязкости топлива 1,6° ВУ.

Расходные характеристики сопел представлены в табл. 4.

Термостат для подогрева топлива снабжен трубчатым электронагревателем мощностью 4,0 кВт и обеспечивает разогрев топлива перед насосом до 135°С при производительности до 60 л/ч.

Форсунка работает следующим образом. При включении вентилятора 1 и насоса 2 топливо из расходного бака через фильтр грубой очистки 4 подается в термостат 6 и через фильтр тонкой очистки 7 — в распылитель-

* Производительность выражена в гал/ч; 1 галлон = 3,78 л.

РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФОРСУНКИ ДМА-30

Номер сопла	Часовой расход (в кг) и теплопроизводительность (в кВт) при давлении топлива, МПа:			
	0,7	1,7	1,9	2,1
3	10,4/121	16,1/187	17,1/191	17,9/208
3,5	12,2/142	18,8/220	20,0/332	20,9/243
4	13,8/160	21,4/249	22,8/268	23,9/278

Примечания: 1. Теплота сгорания 42,0 МДж/кг, вязкость 1,6° ВУ и плотность 0,92 т/м³, что примерно соответствует моторному топливу при его подогреве до 90—95° С.

2. В числителе указан часовой расход, в знаменателе — теплопроизводительность.

ное устройство 9. Конструкцией этого устройства предусмотрена предварительная циркуляция топлива в системе, обеспечивающая требуемый подогрев перед распыливанием. Для этого топливо, поступающее в форсунку, возвращается во всасывающую полость насоса. Продолжительность циркуляции 8—10 с, после чего электромагнитный вентиль 13 перекрывает обратную линию топливопровода. В результате давление в системе резко возрастает, игольчатый запорный клапан, установленный непосредственно перед распылительным соплом 9 и рассчитанный на минимальное давление 1,6 МПа, открывается и топливо поступает на распыливание. Автоматически за 3—5 с до этого на электроды зажигания запальника 11 подается напряжение 10 000 В, вследствие чего образуется искра. После образования пламени трансформатор зажигания посредством фотореле отключается. Контроль за наличием пламени в процессе эксплуатации осуществляется с помощью этого же реле, которое автоматически включает зажигание в случае погасания факела.

Расход первичного воздуха регулируется заслонками 5, смонтированными на всасывающем патрубке вентилятора, и дополнительно перемещением диффузора 8 относительно напорного патрубка вентилятора (одновременно с этим меняется и положение завихрителя воздушного потока 10 относительно сужения в диффузоре, что позволяет регулировать условия смешения топлива и воздуха и размеры факела).

Расход воздуха через вентилятор и статический напор в напорном патрубке в зависимости от положения заслонок, диффузора и завихрителя составляют соответственно 350—700 м³/ч и 90—250 Па при противодействии в топочной камере, равном нулю.

Опыт длительной эксплуатации форсуночных агрегатов ДМА-30 на хлебозаводах страны при выработке широкого ассортимента хлебобулочных изделий свидетельствует о достаточно удовлетворительных эксплуатационных и конструктивных показателях этих форсунок. Проведенные на топочном стенде НПО «Хлебпром» огневые испытания на различных марках жидкого топлива показали, что химический недожог не превышает установленных норм (количество СО 0,15—0,2%).

Наиболее эффективно их использование на моторном топливе типа ДТ-1 (М₃), физико-химические характеристики которого наиболее полно отвечают техническим требованиям фирмы «Тиссен».

Качественное распыливание и сжигание топлива этими форсунками обеспечивается в диапазоне изменения вязкости 7—12 сСт, что соответствует подогреву моторного топлива до температуры 85—95°C (оно подогревается благодаря термостату, входящему в комплект поставки форсунок).

Опыт работы Полоцкого, Речицкого и других хлебокомбинатов по сжиганию моторного топлива в форсунках ДМА-30 показывает, что для повышения надежности топочного устройства печей БН-25 и БН-50 необходимо увеличение диаметра и длины камеры сгорания.

Эксплуатация форсунок ДМА-30 на бытовом топливе (хлебокомбинаты Томский, Даугавпилсский, Пянский и др.) позволяет утверждать, что в данном случае форсунки не развивают паспортных напора и производительности вследствие малой вязкости этого топлива. Проведенные анализы бытового и дизельного топлива в различных городах страны показали, что вязкость топлива в зависимости от качества исходного сырья (нефти), технологии ее перегонки, способа доставки и хранения значительно меняется и при температуре его использования в условиях хлебозаводов (25—35°C) составляет 2—4 сСт. При этом вязкость бытового топлива в ряде случаев может быть выше или ниже вязкости дизельного топлива.

ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ ПЕЧЕЙ БН-50 НА ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ

Показатели	Ассортимент изделий и их масса (в кг)			
	хлеб ки- шиневский (0,8 кг)	хлеб круг- лый из пшеничной муки 1 сорта (1,0 кг)	арнаут клевский (1 кг)	
Топливо	Бытовое	Дизельное	Бы-	
		зимнее	товое	
Часовая производительность печи, кг	768	925	1040	992
Среднечасовой расход топлива, кг	27,8	26,0	34,8	30,6
I зона	12,3	13,6	18,3	16,5
II зона	15,6	12,2	16,5	14,1
Давление топлива, МПа:				
I зона	1,6	1,05	1,0	1,9
II зона	2,1	1,30	1,15	1,5
Температура топлива, °С		25—35		
Температура среды пекарной камеры по секциям, °С				
1	300	280	300	270
2	250	200	200	225
3	230	180	185	210
4	230	250	260	220
5	150	165	160	170
Разрежение в камерах сгорания, Па		60—95		
Продолжительность выпечки, мин	45	45	40	46
Температура греющих газов на входе в обогревательные каналы, °С:				
I зона				
заданная	580	550	550	610
достигнутая	500	480	540	570
II зона				
заданная	500	480	470	590
достигнутая	480	460	440	550
Температура уходящих газов, °С				
I зона	350	290	280	325
II зона	250	230	210	240
Газовый анализ продуктов сгорания:				
I зона				
камера сгорания				
CO ₂	7,7	9,6	6,8	10,9
O ₂	0,3	0,2	0,2	6,1
CO	5,0	3,5	2,4	2,7
камера смешения				
CO ₂	6,8	4,2	4,8	4,5
O ₂	11,4	14,6	13,2	12,9
CO	2,5	1,8	1,75	1,99
уходящие газы				
CO ₂	3,8	4,0	3,3	3,9
O ₂	15,6	15,5	15,8	16,0
CO	1,95	1,55	1,60	1,75

Показатели	Ассортимент изделий и их масса (в кг)			
	хлеб ки- шиневский (0,8 кг)	хлеб круг- лый из пшеничной муки 1 сорта (1,0 кг)		арнаут киевский (1 кг)
II зона				
камера сгорания				
CO ₂	8,8	10,0	10,5	10,1
O ₂	0,2	0,2	0,1	6,9
CO	3,75	2,56	2,60	2,45
камера смешения				
CO ₂	8,0	6,6	6,8	7,1
O ₂	8,0	10,8	5,1	5,2
CO	2,3	1,9	1,65	1,55
уходящие газы				
CO ₂	6,2	3,4	3,6	3,7
O ₂	11,2	15,1	15,6	15,4
CO	2,50	1,80	1,55	2,10

Снижение производительности форсунок приводит к соответствующему падению производительности печей (в среднем на 10—20% в зависимости от ассортимента изделий, эксплуатационных характеристик форсунок и вязкости сжигаемого топлива). Характеристика работы печей БН-50 Томского хлебозавода № 4 на бытовом и дизельном зимнем топливе представлена в табл. 5.

О неудовлетворительной работе форсунок ДМА-30 на бытовом и дизельном топливе свидетельствуют следующие данные:

наличие химического недожога и содержание CO в продуктах сгорания;

малое давление распыливаемого топлива, доходящее до 1,0 МПа;

температура смеси газов не достигает заданного значения, что объясняется малой теплопроизводительностью форсунок (ниже номинальной для данного ассортимента выпекаемых изделий).

С целью определить действительные расходные характеристики и разработать рекомендации по повышению эффективности сжигания проводились стендовые испытания форсуночного агрегата ДМА-30 на бытовом топливе.

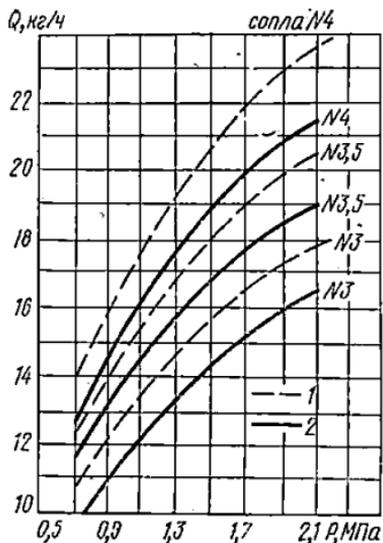


Рис. 15. Расходные характеристики форсунки ДМА-30:

1 — паспортные данные (вязкость 7 сСт); 2 — бытовое топливо (вязкость 4 сСт)

Исследования позволили установить максимально возможный расход бытового топлива при различных номерах (диаметрах отверстий) распылительных сопел и давлениях нагнетания.

Паспортные и действительные характеристики форсунки представлены на рис. 15, а на рис. 16 показана зависимость производительности форсунки от вязкости распыливаемой жидкости (опыты проводились на воде и бытовом топливе при различной температуре подогрева последнего).

Исследования позволили установить максимально возможный расход бытового топлива при различных номерах (диаметрах отверстий) распылительных сопел и давлениях нагнетания.

Экспериментальные данные зависимости производи-

тельности форсунки и качества распыливания топлива при давлении 2,1 МПа представлены на рис. 16, где B — производительность форсунки в процентах от паспортной, рассчитанной для топлива вязкостью 7 сСт. В за-

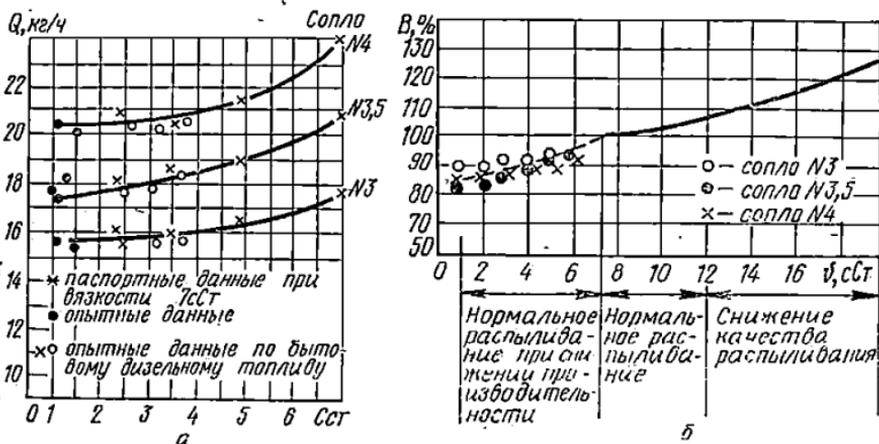


Рис. 16. Зависимость производительности форсунки ДМА-30 от вязкости распыливаемой жидкости при давлении 2,2 МПа (а) и обобщенная зависимость производительности от вязкости и качества распыливания (б), где B — производительность в % (100% — номинальная производительность)

висимости от вязкости топлива для всех исследуемых размеров распылительных сопел производительность снижается на 0—18 %.

В соответствии с необходимыми требованиями на Заводе опытных конструкций НПО «Хлебпром» были изготовлены четыре типа распылительных сопел с улучшенными гидравлическими характеристиками. Геометрические размеры изготовленных сопел и результаты их стендовых испытаний на бытовом топливе (вязкость 4,8 сСт, температура 15°C) представлены в табл. 6.

Проведенные гидравлические и огневые испытания показали, что разработанные сопла обеспечивают заданный расход топлива при различной степени распыливания.

Для проведения производственных испытаний разработанных распылительных сопел на Даугавпилском хлебокомбинате при работе печей БН-25 на бытовом топливе для форсунок ДМА-30 были отобраны сопла с внутренним диаметром 0,45 мм и размером канавок за-

Таблица 6

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
РАСПЫЛИТЕЛЬНЫХ СОПЕЛ С УЛУЧШЕННЫМИ
ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Давление топлива, МПа	Часовой расход топлива, кг/ч							
	$d_o=0,4$ мм; $b_{вх}=0,4$ мм при $h_{вх}$ (в мм)				$d_o=0,45$ мм; $b_{вх}=0,4$ мм при $h_{вх}$ (в мм)			
	0,35	0,45	0,55	0,65	0,35	0,45	0,55	0,65
1,0	12,0	12,5	12,3	12,5	14,4	15,8	16,5	16,6
1,5	14,4	15,8	15,8	15,7	17,3	18,5	18,9	19,2
2,0	15,8	16,3	16,6	16,6	19,7	20,7	21,9	22,3

Продолжение табл. 6

Давление топлива, МПа	Часовой расход топлива, кг/ч							
	$d_o=0,50$ мм; $b_{вх}=0,4$ мм при $h_{вх}$ (в мм)				$d_o=0,55$ мм; $b_{вх}=0,4$ мм при $h_{вх}$ (в мм)			
	0,35	0,45	0,55	0,65	0,35	0,45	0,55	0,65
1,0	13,9	15,4	15,4	15,8	18,7	21,1	22,5	21,9
1,5	17,8	18,2	18,7	19,2	22,1	23,9	24,1	24,5
2,0	18,7	20,6	21,1	22,4	25,0	28,0	27,9	28,2

вихрителя $0,4 \times 0,45$ и $0,4 \times 0,55$ мм. Предварительно эти сопла были проверены на стенде с целью выявления качества распыливания. Проведенные испытания печей БН-25 при выпечке новоукраинского подового хлеба массой 0,87 кг показали, что печи имеют нормативную производительность по хлебу, качество распыливания и сжигания бытового топлива вполне удовлетворительное (при практическом отсутствии в уходящих газах CO); удельный расход условного топлива снизился на 10% и упек — на 0,8%.

Автоматизированные форсуночные агрегаты «Уни-терм». В хлебопекарных печах и сушильных установках различных фирм, эксплуатируемых на предприятиях Югославии, используются полностью автоматизированные форсуночные агрегаты системы «Уни-терм» югославской фирмы «ЦЭР». Эти агрегаты (рис. 17 и табл. 7) комплектуются распылительными соплами типа «Уни-дри», изготавливаемыми югославскими заводами по лицензии фирмы «Данфосс», и могут работать в двух режимах: при однопозиционном регулировании («включено — выключено») и трехпозиционном ступенчатом регулировании («большой — малый огонь — выключено»). В последнем случае изменение производительности достигается благодаря изменению давления топлива, поступающего на распыливание, в диапазоне от 1,0 до 2,1 МПа (или 1:1,4 по расходу топлива).

В зависимости от марки применяемого топлива фирмой выпускаются форсунки типа ЛУ для маловязкого топлива (до $1,8^\circ$ ВУ при 20°C) без подогрева и ТУ — для топлива средней вязкости ($6,5^\circ$ ВУ при 20°C и 8° ВУ при 100°C). По конструкции оба типа форсунок одинаковы и в форсунке ТУ установлены два термоста-

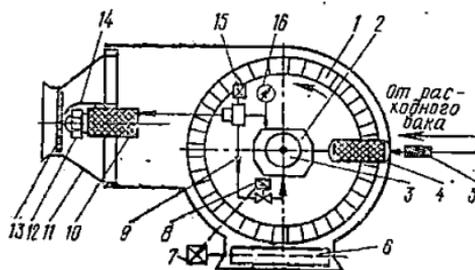


Рис. 17. Принципиальная схема форсуночного агрегата «Уни-терм»:

1 — ротор дутьевого вентилятора; 2 — насос; 3 — электродвигатель; 4 — термостат предварительного подогрева; 5 — фильтр тонкой очистки; 6 — воздушные заслонки; 7 — исполнительный механизм; 8 — электромагнитный клапан; 9 — обратная линия; 10 — термостат; 11 — диффузор; 12 — распылительное сопло; 13 — завихритель; 14 — электроды зажигания; 15 — разводящий электромагнитный клапан; 16 — манометр

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ФОРСУНОЧНЫХ АГРЕГАТОВ
СИСТЕМЫ «УНИТЕРМ»

Показатели	Тип форсуночного агрегата						
	G-8	G-14	G-20	G-30	G-35	G-50	G-60
Номинальная производительность, кг/ч	8	14	20	30	35	50	60
Теплопроизводительность, кВт	10	16	24	35	42	58	69
Мощность электродвигателя, кВт	0,37	0,55	0,55	0,55	0,55	1,1	1,1
Частота вращения, об/мин	1400	2800	1400	2800	1400	2800	1400
Вязкость топлива, °ВУ (при температуре, °С) для типа							
ЛУ	1,8 (20°)	1,8 (20°)	1,8 (20°)	1,8 (20°)	1,8 (20°)	1,8 (20°)	1,8 (20°)
ТУ	6,5 (20°)	6,5 (20°)	31 (50°)	31 (50°)	31 (50°)	8 (100°)	8 (100°)
Габаритные размеры, мм:							
длина							
типа ЛУ	537	537	605	605	731	731	824
типа ТУ	537	537	618	618	759	759	880
ширина							
типа ЛУ	516	516	535	509	534	534	552
типа ТУ	516	516	639	613	638	638	655
высота (типов ЛУ и ТУ)	355	355	447	447	509	509	598

та: один (4) перед топливным насосом, второй (10) — непосредственно перед распыливанием. Топливопроводы в форсуночном агрегате имеют подогрев, выполненный в виде ленточного плоского электронагревателя, что позволяет использовать такие марки топлива, как флотские и топочные (печные) мазуты.

Уменьшение вязкости распыляемого топлива до 1,4—1,5° ВУ приводит к снижению производительности форсунки и падению давления распыливания (так же, как и уменьшение давления ниже 1,0 МПа или увеличение вязкости свыше 8° ВУ).

Форсунки оборудуются двумя типами насосов 7700 R/50 и 7700 R/100 фирмы «Шунstrand» производительностью соответственно 50 и 100 л/ч при давлении

2,2 МПа и вязкости 1,5° ВУ. В соответствии с этим устанавливаются электродвигатели с частотой вращения 1400 и 2800 об/мин. Для хлебопекарных печей тоннельного типа, выпускаемых отечественной промышленностью, целесообразно использовать форсунки типа G-20 (30) ЛУ и G-20 (30) ТУ производительностью соответственно 20 и 30 кг/ч. Эти форсунки снабжены соплами с расходом топлива 10, 12, 14, 16, 18 и 20 кг/ч при давлении 0,7 МПа, имеющими угол распыливания 30, 45, 60 и 90°. Характеристики этих распылительных сопел представлены в табл. 8.

Т а б л и ц а 8

РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОПЕЛ ФОРСУНОК СИСТЕМЫ «УНИТЕРМ»

Номер сопла	Часовой расход (в кг/ч) и теплопроизводительность (в кВт) при давлении, МПа				
	0,7	1,1	1,5	1,9	2,1
10	10/116	12,5/145	15,1/176	16,1/188	16,8/195
12	12/139	15/174	18/209	19,5/226	21/244
14	14/163	18/209	21/244	23,5/275	24,5/285
16	16/186	19,5/226	24/279	27/314	28/325
18	18/209	23/267	27/314	30/349	31/360
20	20/232	25/290	30/349	33,5/390	35/409

Примечания: 1. Теплота сгорания 42 МДж/кг, вязкость 1,5° ВУ, плотность 0,9 т/м³.

2. В числителе указан часовой расход, в знаменателе — теплопроизводительность.

Форсуночный агрегат (см. рис. 17) работает следующим образом. При включении вентилятора 1, топливного насоса 2 и разводящего вентиля 15 топливо из топливопровода через фильтр 5, термостат предварительного подогрева 4 и разводящий вентиль 15 поступает в термостат индукционного подогревателя 10 и из него в распылительное устройство 12. Одновременно с этим включается высоковольтный трансформатор зажигания, на электродах 14 которого образуется искра и производится розжиг форсунки. В отличие от форсунок ДМА фирмы «Тиссен», в данной форсунке предварительного циркуляционного движения топлива не происходит, так как эта форсунка имеет два термостата для подогрева топлива перед распыливанием.

При режиме «большой огонь» электромагнитный вентиль 8 закрыт, заслонка воздушного клапана 6 находится в положении максимального расхода воздуха и все количество топлива, нагнетаемое насосом 2, поступает в распылительное сопло 12. При переходе на режим «малый огонь» электромагнитный вентиль 8 частично открыт (степень открытия его устанавливается вручную при наладочных работах) и воздушная заслонка 6 за счет системы тяг и исполнительного механизма 7 находится в положении минимального расхода (степень открытия заслонки 6 также устанавливается вручную при наладочных работах). При режиме «малый огонь» пропускная способность вентиля 8 такова, что давление топлива перед распылительным соплом 12 находится на уровне 1—1,2 МПа.

При однопозиционном регулировании разводящий клапан 15 и электромагнитный клапан 8 в комплект форсунки не входят, и в этом случае топливо из насоса 2 поступает непосредственно в распылительное сопло 12.

Контроль за работой форсунки осуществляется с помощью фотореле. При аварийном состоянии (отрыв факела, отсутствие подачи топлива и пр.) срабатывает быстрозакрывающийся клапан, установленный в разводящем вентиле 15, и подача топлива прекращается.

Расход первичного воздуха регулируется клапанами 6 и дополнительно перемещением диффузора 11 относительно напорного патрубка вентилятора (одновременно с этим меняется и положение завихрителя воздушного потока 13 относительно сужения в диффузоре 11, что позволяет регулировать условия смешения топлива и воздуха и размеры факела).

Расход воздуха через вентилятор и статический напор в напорном патрубке в зависимости от положения заслонок 6, диффузора 11 и завихрителя 13 составляют соответственно 300—700 м³/ч и 70—300 Па при противодавлении в топочной камере, равном нулю.

Форсуночные агрегаты системы «УниTERM» устанавливаются на салазках, на которых они выдвигаются из топки для предотвращения закоксовывания сопла при выключении форсунки и для оперативной замены распылительных устройств.

Исследования форсуночных агрегатов G-20 ЛУ и G-30 ТУ при сжигании моторного, дизельного и бытового

го топлива проводились на топочном стенде Шебекинского машиностроительного завода.

В результате испытаний форсунок G-20 ЛУ установлено:

на дизельном летнем топливе устойчивая и надежная работа форсунки (при отсутствии химического недожога) обеспечивается в диапазоне производительности 12—21 кг/ч (при установке распылительных сопел 12/45° и 14/60°);

на бытовом топливе максимально возможное давление не превышает 1,5—1,6 МПа (минимальное—1,0 МПа), что соответствует производительности 14—16 кг/ч.

В результате испытаний форсунок G-30 ТУ установлено:

на бытовом топливе устойчивая и надежная работа форсунки обеспечивается в диапазоне давления 1,5—2,0 МПа, что соответствует при установке сопел 12/45° и 14/60° производительности соответственно 13—16 и 19—24 кг/ч (максимальная паспортная производительность этой горелки при давлении 2,0 МПа равна 30 кг/ч);

на моторном топливе (при его подогреве до 80—85°C) устойчивая и надежная работа форсунки обеспечивается в диапазоне давления 1,5—2,2 МПа, что соответствует при той же установке сопел производительности 15—25 и 25—32 кг/ч.

Последующая длительная эксплуатация этих форсунок на Пинском хлебокомбинате показала, что они обеспечивают надежное и эффективное сжигание дизельного топлива в печах ПХС и БН в случае выпечки широкого ассортимента хлебобулочных изделий при удельном расходе условного топлива 38—45 кг/т.

Автоматизированные форсуночные агрегаты «Метеор». Изготавливаются машиностроительным заводом «Спартак» (Болгария), имеют двухступенчатое (двухпозиционное) регулирование. Эти агрегаты устанавливаются на печах ПХК-50 (СССР), эксплуатируемых на хлебозаводе «Дружба» в Софии, а также на печах западноевропейских фирм, установленных на предприятиях Болгарии.

Техническая характеристика форсунок представлена в табл. 9, а принципиальная схема — на рис. 18.

Приводной вал электродвигателя, ротор вентилятора

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ФОРСУНОЧНЫХ АГРЕГАТОВ
«МЕТЕОР»**

Показатели	Марка форсуночного агрегата		
	30Н1К	42Н1К	80Н1К
Производительность, кг/ч	18—40	28—57	47—85
Давление в топочной камере	Разрежение		
Установленная мощность электродвигателя, кВт	0,37	0,55	0,75
Частота вращения, об/мин	3000		
Масса, кг	49	56	74

Продолжение табл. 9

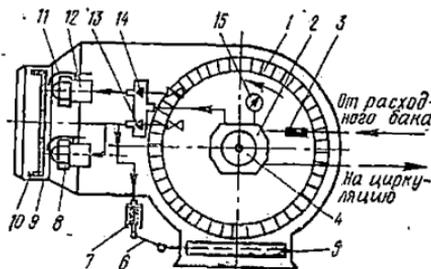
Показатели	Марка форсуночного агрегата				
	120Н1К	30Н2К	42Н2К	80Н2К	120Н2К
Производительность, кг/ч	70—125	18—32	28—50	47—85	70—125
Давление в топочной камере	Допускается противодавление до 50 Па				
Установленная мощность электродвигателя, кВт	1,5	0,55	0,75	1,5	3,0
Частота вращения, об/мин	3000				
Масса, кг	77	56	57	77	88

и ведущий вал топливного насоса соединены гибкой муфтой. В качестве насоса применяются двухступенчатые шестеренные насосы с внутренним зацеплением западногерманских фирм «Шунstrand» или «Шерцингер».

Эти форсунки предназначены для сжигания только маловязких марок жидкого топлива (типа дизельного

Рис. 18. Принципиальная схема форсуночного агрегата «Метеор»:

1 — ротор дутьевого вентилятора; 2 — насос; 3 — фильтр; 4 — электродвигатель; 5 — воздушные заслонки; 6 — система тяг; 7 — регулятор расхода воздуха; 8 — распылительная форсунка II ступени; 9 — диффузор; 10 — завихритель; 11 — электроды зажигания; 12 — распылительная форсунка I ступени; 13 и 14 — электромагнитные вентили; 15 — манометр



ДЛ или ДЗ и бытового). Распылительные сопла имеют угол раскрытия факела 30, 45 и 60°. В отличие от рассмотренных выше данные форсунки имеют двухпозиционное регулирование расхода топлива, осуществляемое благодаря установке двух распылительных сопел, имеющих различный диаметр отверстия и работающих при одинаковом давлении (в пределах 1,5—2,2 МПа), которое обеспечивает нормальное распыливание топлива.

Форсуночный агрегат работает следующим образом. Топливо, предварительно очищенное от посторонних примесей в фильтре 3, при включенных вентиляторе 1 и насосе 2, через электромагнитный вентиль «малого огня» 14 поступает на форсунку 12 I ступени. Через электромагнитный вентиль 13 «большого огня» топливо поступает на форсунку 8 II ступени. На топливопроводе к форсунке 8 имеется отвод для отбора давления топлива, действующего на гидроцилиндр регулятора расхода воздуха 7 при помощи системы тяг 6, управляющих положением клапанов 5, регулирующих подачу дутьевого воздуха вентилятором 1.

При первоначальном включении происходит предварительная циркуляция топлива в течение 30 с, затем открывается электромагнитный вентиль 14 и топливо поступает в распылительную форсунку I ступени, что соответствует режиму «малый огонь». Распыленное топливо смешивают с дутьевым воздухом, образовавшуюся топливно-воздушную смесь зажигают посредством электродов запальника 11 и разжигают форсунки на «малом огне». По истечении 30 с открывается вентиль 13 и топливо поступает на сопло 8 II ступени, что соответствует максимальному расходу топлива. В момент поступления топлива на форсунку 8 гидроцилиндр регулятора расхода топлива 7 открывает заслонку 5 и тем самым обеспечивается необходимая подача воздуха при режиме «большой огонь». В закрытом положении заслонки 5 обеспечивают подачу топлива, необходимую для режима «малый огонь».

Наличие факела контролируется при помощи фотореле, смонтированного в корпус форсунки.

Полное сгорание топлива обеспечивается при коэффициенте избытка воздуха в топочной камере на обоих режимах $\alpha_T = 1,2$. Первоначальный пуск форсунки, регулирование насоса и расхода топлива и воздуха производятся по результатам анализа продуктов сгорания.

При этом содержание СО не должно превышать 0,1%, а содержание сажи — 3 единицы прибора по методу «Бахара».

На рис. 19 представлены геометрические размеры факела, образованного форсункой 80Н2К, в зависимости от расхода топлива.

Автоматизированные форсуночные агрегаты серии КР и РР выпускаются финской фирмой «Ойлон» для легких и тяжелых жидких топлив. Эти агрегаты устанавливаются на рециркуляционных многоярусных печах финской фирмы «Юниор» и тоннельных печах западногерманских фирм «Винклер» и «Вернер и Пфлейдерер», эксплуатируемых на финских хлебозаводах. В СССР эти форсунки нашли широкое применение для отопления спортивных сооружений.

Агрегаты серии КР выпускаются с двумя форсунками, что обеспечивает достаточно широкий диапазон регулирования (примерно 1:3); предназначены для легких жидких топлив и по конструкции незначительно отличаются от форсунок марки «Метеор». Основная техническая характеристика форсунок серии КР представлена в табл. 10.

Форсуночные агрегаты серии РР предназначены для тяжелых марок жидкого топлива и их техническая характеристика представлена также в табл. 10.

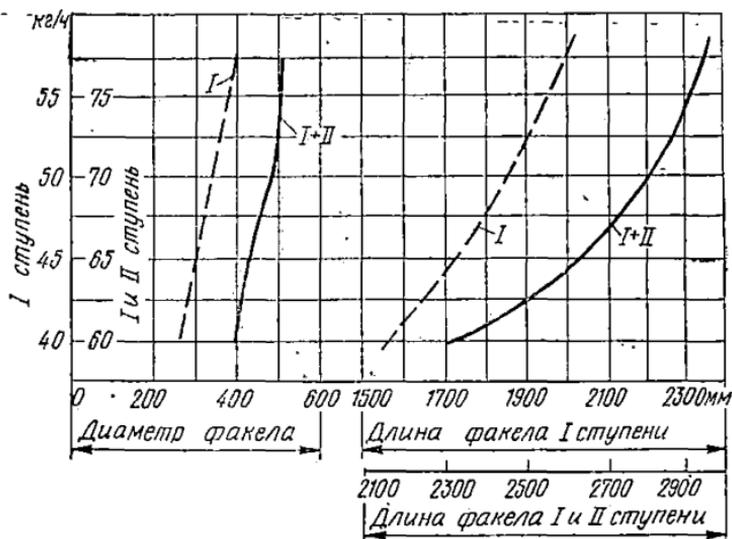


Рис. 19. Геометрические размеры факела форсунки 80Н2К «Метеор»

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ФОРСУНОЧНЫХ АГРЕГАТОВ
СЕРИЙ КР И РР

Форсунка	Производительность		Потребляемая мощность, кВт	Габаритные размеры, мм		
	в кг/ч	в кВт		Длина	Ширина	Высота
КР-53	3,4—10	34—100	0,18	310	425	205
КР-26	8—30	80—300	0,25	410	460	235
КР-36L	8—30	80—300	0,37	450	445	345
КР-36H	19—52	190—520	0,55	540	460	345
КР-46	30—92	300—920	0,55	680	880	380
КР-103L	60—140	600—1400	1,5	900	800	500
РР-43L	25—50	250—500	2,2	740	380	210
РР-53L	25—60	250—600	2,2	660	410	210
РР-43H	25—50	250—500	2,2	740	380	210
РР-53H	30—80	300—800	2,2	770	410	210
РР-103H	60—140	600—1400	2,2	800	450	240

В форсуночных агрегатах фирмы «Ойлон» распыливание топлива осуществляется роторными насосами под давлением 2,5 МПа для тяжелого топлива и 2,0 МПа — для легкого. Агрегаты имеют термостаты для подогрева топлива до вязкости 2,6° ВУ. Максимальная вязкость топлива определяется размерами топочной камеры и не должна превышать 50° ВУ при 20°. При сжигании легкого маловязкого топлива (1,4—1,7° ВУ) предварительный подогрев отключается и при этом максимальное давление распыливаемого топлива не превышает 2,0 МПа, что объясняется снижением давления нагнетания при понижении вязкости топлива.

Форсунки малой производительности (серия КР-43 и КР-53) снабжены двумя распылительными соплами: на «малом огне» включено одно сопло (производительность 40%) и на «большом огне» — оба сопла (производительность 100%). При автоматическом режиме форсунки работают поочередно на «малом» и «большом» огне. Если потребность в теплопроизводительности ниже номинальной, соответствующей «малому огню», то форсунка работает в режиме «малый огонь — выключено». Розжиг форсунки всегда производится на «малом огне», что обеспечивает безопасность работы.

Форсунки большой производительности (серия РР-103) оборудованы тремя распылительными соплами

и имеют трехступенчатый розжиг (одна, затем две и все три форсунки) с последовательностью включения в 8 с и при автоматическом поддержании на всех режимах соотношения топливо — воздух. Если при розжиге значительного изменения давления в топочной камере не наблюдается, т. е. отсутствует опасность отрыва или проскока факела, может быть осуществлен двухступенчатый пуск (одна и далее все три форсунки).

При эксплуатации на всасывающей стороне насоса допустимое разрежение (вакуум) не должно превышать 30 кПа. Насос устанавливают на давление 2,0 МПа, максимальное давление не должно превышать 2,5 МПа. Для топлив средней вязкости (типа моторного и солярового масла) допустимое нижнее давление равно 1,5 МПа, для маловязких топлив — 0,7 МПа. Как правило, устанавливаемые на агрегате форсунки имеют одинаковую производительность. В случае необходимости расширить диапазон регулирования можно устанавливать сопла различной пропускной способности, но так, чтобы соотношение между ними не превышало 1:2,5. Каждая из распылительных форсунок работает индивидуально, имеет автономный регулятор. Интенсивность смешения топлива и воздуха обеспечивается специальной конструкцией завихрителя воздушного потока. Для регулирования подачи воздуха имеются две воздушные автономные заслонки с ручным управлением для первого сопла и с автоматическим. — для остальных двух сопел.

В заключение следует отметить, что механический способ распыливания жидкого топлива в объеме промышленного производства зарубежных фирм имеет доминирующее значение и по ориентировочным расчетам составляет около 70—75%. Если исходить из форсунок малой производительности (до 50—75 кг/ч), соответствующей необходимым расходам топлива в хлебопекарных печах, то оказывается, что практически все выпускаемые за рубежом форсунки имеют механическое распыливание топлива.

В табл. 11 приведены основные технические характеристики механических форсунок, которые могут быть использованы для обогрева отечественных хлебопекарных печей различной конструкции.

Для увеличения диапазона регулирования производительности в хлебопекарных печах можно применять

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАРУБЕЖНЫХ ФОРСУ
(ПО ДАННЫМ КАТАЛОГОВ И ПРОСПЕКТОВ ЗАРУБЕЖНЫХ ФИРМ)

Фирма-изготовитель и марка форсунки	Произво- дитель- ность, кг/ч	Давление топлива, МПа	Вязкость топлива, °ВУ, и соответст- вующая марка отечественного топлива	Коли- чество распы- лителей
«Тиссен» (ФРГ)				
ДМА-20	14—21	1,6—2,1	1,6—2,0 (моторное и	1
ДМА-30	16—24	1,6—2,1	маловязкие мазуты)	
«ЦЭР» (Югославия)				
G-20 ЛУ	10—25	1,0—2,1	До 1,8 (дизельное)	1
G-30 ЛУ	12—35	1,0—2,1	То же	1
G-20 ТУ	10—25	1,0—2,1	3—5 (моторное, мазу- ты малосернистые)	1
G-30 ТУ	12—35	1,0—2,1		
«Спартак» (НРБ)				
30НК	18—40	1,5—2,2	1,5 (дизельное)	2
42НК	28—57	1,5—2,2	То же	2
80НК	47—85	1,5—2,2	»	2
«Метеор-16»	12—20	0,7—1,8	1,2—1,4 (дизельное)	1
«Метеор-30»	20—35	0,7—1,8	То же	1
«Метеор-42»	30—55	0,7—1,8	»	1
«Ойлон» (Финляндия)				
KP-26	8—30	0,7—2,5	1,4 (дизельное)	2
KP-36 L	8—30	0,7—2,5	То же	2
KP-36 H	19—52	0,7—2,5	»	2
RP-43	25—50	1,5—2,0	2 (моторное)	3
RP-43 L	25—60	1,5—2,0	То же	3
RP-53 H	30—80	1,5—2,0	»	3
«Эртли» (Швейцария)				
ОБ-9	2—15	1,5—2,5	2,5 (моторное, мало- вязкие мазуты)	1
«Калорима» (НРБ)				
«Комета-20»	16—25	1,0—2,1	1,4 (дизельное)	1
«Комета-40»	28—40	1,0—2,2	То же	1
«Дьюер» (Голландия)				
dai ROMatic-22	8—22,5	0,7—2,0	120 (высоковязкие ма- зуты)	2
dai ROMedium-30	12,5—30	0,7—2,0	То же	2
dai ROMedium-55	22,5—55	0,7—2,0	То же	2
dai ROMajor-CB-33- ННЛ	25—57	0,7—2,1	То же	2
«Х. Саакс К°» (ФРГ)	25—92	1,5—2,5	1,8 (соляровое масло, моторное топливо)	2

центробежные форсунки специальных конструкций: рециркуляционные и двухступенчатые (двухпоточные) [8, 30, 54, 57].

В механических центробежных форсунках с рециркуляцией (рис. 20) топливо подается под давлением 1,0—3,5 МПа через центральную трубку 1, далее проходит распределитель 3 и распылитель 4 и через отверстия сопла 5 диспергируется в топочной камере. Из камеры

НОЧНЫХ АГРЕГАТОВ МАЛОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Электро-двигатель		Наличие подогрева топлива	Степень автоматизации и режим работы	Масса, кг	Габаритные размеры, мм
N, кВт	n, об/мин				
0,24	1400	Есть	Полная, «включено — выключено»	46	629×365×595
0,37	1400	»		65	664×458×631
0,55	1400	Нет	Полная, «большой — малый огонь — выключено»	—	605×535×447
0,55	2800	»		—	605×509×447
0,55	1400	Есть	»	—	618×639×447
0,55	2800	»		—	618×613×447
0,37	3000	Нет	То же	49	—
0,55	3000	»	»	56	775×665×445
0,75	3000	»	»	74	895×770×530
0,25	1450	»	Полная, «включено — выключено»	33	488×421×515
0,37	1450	»		46	580×575×531
0,55	1450	»	»	68,5	948×620×535
0,25	2800	Нет	Полная, «большой — малый огонь — выключено»	—	410×460×235
0,37	2800	»		—	450×445×345
0,55	2800	»	То же	—	540×460×345
2,2	2800	Есть	»	—	740×410×210
2,2	2800	»	»	—	740×410×210
2,2	2800	»	»	—	740×410×210
0,13	2800	»	Полная, пропорциональное регулирование	16	261×283×345
0,55	1450	Нет	Полная, «включено — выключено»	32	425×520×570
1,1	1450	»		36	425×520×555
—	—	Есть, три термостата	Полная, пропорциональное регулирование производительности и соотношения топливо—воздух	—	440×289×428
—	—			—	660×450×630
—	—			—	660×450×630
—	—			—	705×572×559
1,5	3000	Есть	Полная, пропорциональное регулирование производительности и соотношения топливо—воздух за счет установки сервомотора мощностью 0,3 кВт и частотой вращения 1400 об/мин	60	690×562×690

завихрения 6 через кольцевой канал 2 часть топлива возвращается во всасывающую полость насоса. Количество топлива, поступающего на рециркуляцию в канал 2, регулируется игольчатым вентилем, установленным на этом канале. При уменьшении давления из-за увеличения проходного сечения игольчатого вентиля производительность форсунки падает, а при повышении давления вследствие уменьшения проходного сечения

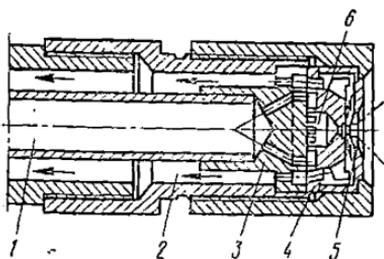


Рис. 20. Центробежная форсунка с рециркуляцией:

1 — центральная трубка; 2 — кольцевой канал для рециркуляции топлива; 3 — распределитель; 4 — распылитель; 5 — сопло; 6 — камера завихрения

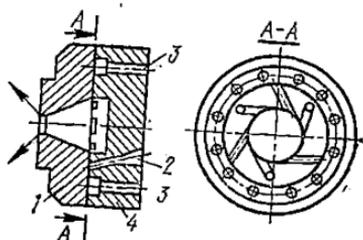


Рис. 21. Двухпоточная центробежная форсунка:

1 — головка; 2 — основной поток топлива; 3 — дополнительный поток топлива; 4 — завихритель

возрастает. Применение этих форсунок упрощает регулирование теплопроизводительности топочных устройств и позволяет расширить диапазон регулирования до 10—100% от номинальной производительности, если он не вызывает снижения качества распыливания топлива и не ограничен конструкцией завихрителей воздушного потока, производительностью вентилятора и насоса.

В двухпоточной механической центробежной форсунке (рис. 21) в завихритель 4 топливо поступает двумя потоками, один из них (2) не регулируется и является основным для обеспечения необходимой степени крутки потока. Регулирование путем изменения расхода происходит во втором, дополнительном, потоке 3. С учетом допустимого снижения давления в основном контуре диапазон регулирования составляет 30—100%.

Аналогичную конструкцию имеют двухступенчатые форсунки, в которых при малых расходах работает только форсунка I ступени, ее производительность составляет 15—20% от максимальной. При увеличении расхода включается основная форсунка II ступени. Конструктивно распылительное устройство выполнено таким образом, что сопла обеих ступеней расположены на одной оси в одном корпусе.

Вследствие сложности конструкции и высоких требований к качеству изготовления и эксплуатации двухпоточные и двухступенчатые форсунки применяются только в камерах сгорания газотурбинных установок. В хлебопекарных печах эти форсунки можно рекомендо-

вать только при распыливании маловязких топлив, характеризующихся отсутствием посторонних включений (металлопримеси, твердые частички и пр.).

Механические ротационные форсунки

В ротационных форсунках распыливающим устройством является вращающаяся чаша, выполненная в виде конусного стакана, образующая которого имеет угол наклона $5-6^\circ$. На расстоянии $5-15$ мм от торца распылителя угол увеличивается до 30° . Стакан приводится в движение с помощью электродвигателя или турбины с частотой вращения $3000-5000$ об/мин. В ротационных форсунках западногерманской фирмы «Заак» в зависимости от производительности распылительный стакан вращается от электродвигателя со встроенным дутьевым вентилятором или от турбины. Вентилятор может быть установлен отдельно (при расходе топлива до 100 кг/ч), а в форсунках большой производительности (до 3000 кг/ч) привод осуществляется воздушной турбиной, отработанный воздух которой используется в качестве первичного.

В форсунках датской фирмы «Данфосс» эффект распыливания топлива достигается благодаря вращению с частотой до 10000 об/мин турбореактивных сопел.

Распыливание топлива в ротационных форсунках обусловлено одновременно центробежными силами и динамическим воздействием потока распыливающего первичного воздуха. Под влиянием сил трения о стенки распыливающей чаши и центробежных сил частицы жидкого топлива движутся по спиральной траектории. На выходе из чаши действие центробежных сил прекращается, частицы приобретают траекторию, касательную к поверхности чаши, и образуют жидкую пленку. Воздух, истекающий из кольцевого зазора, образованного чашей и окружающим ее неподвижным корпусом, повышает устойчивость пленки и способствует ее утоньшению. По мере движения пленка все утоньшается и распадается на мелкие капли. Увеличение частоты вращения распылителя приводит к уменьшению дисперсности топлива.

Механизм распада топливной пленки в ротационных форсунках аналогичен механизму распада струи в центробежных форсунках. Этими форсунками можно эф-

фактивно распыливать топливо вязкостью до 13°ВУ . Топливо под давлением до 0,1 МПа подается через полый вал или с помощью питателя, расположенного вокруг вала. Пределы регулирования производительности — 20—100% от номинальной; потери тепла от химического недожога не превышают в большинстве случаев 0,2—0,7%.

Большинство ротационных форсунок работает как комбинированные с подачей первичного воздуха к образовавшейся на стакане топливной пленке. Этот воздух необходим прежде всего для уменьшения угла факела, так как топливо, стекающее со стакана, образует с его поверхностью угол примерно 90° , что увеличивает угол раскрытия факела до 180° и приводит к закоксовыванию стенок топочной камеры. Воздух также необходим для формирования длины факела и дополнительного воздействия на стекающую топливную пленку.

В форсунках Карабина [30] весь необходимый для горения топлива воздух с давлением до 1,5 кПа поступает через регистр вдоль конической поверхности чаши. В форсунках завода «Терас» и шведских форсунках «ВНЕ» первичный воздух, подаваемый непосредственно к топливной пленке в количестве 10—20% от расходоуемого на горение, имеет давление от 1 до 15 кПа. Остальной воздух в зависимости от конструкции воздушного регистра и условий работы горелочных и топочных устройств подсасывается вследствие разрежения в топке или нагнетается вентилятором низкого давления.

По сравнению с центробежными ротационные форсунки имеют следующие достоинства:

широкий интервал регулирования производительности в диапазоне 10—100% от номинальной без снижения качества распыливания;

обеспечение хороших условий воспламенения и небольших размеров факела благодаря более тонким фракциям и благоприятным режимам смесеобразования; отсутствие топливных насосов высокого давления и распылителей малого проходного сечения;

возможность применения топлив большой вязкости (до 13°ВУ) без предварительного подогрева и низкие требования к присутствию посторонних включений.

Исследования ротационных форсунок [8, 34] показали перспективность этого способа распыливания, однако сама конструкция значительно сложнее, а их изго-

товление обходится значительно дороже. Текущие затраты при работе хлебопекарных печей на ротационных форсунках меньше, чем при эксплуатации механических вследствие более низких удельных расходов электроэнергии, отсутствия сложной системы топливоподготовки, фильтрации и подогрева. Перед распыливанием в этих форсунках происходит частичный подогрев топлива при его стекании с распылительной чаши. В работе [8] отмечено, что показатели работы ротационных форсунок незначительно превышают показатели работы других типов механических форсунок, за исключением хорошего и устойчивого регулирования по производительности в достаточно широком диапазоне.

Одним из основных конструктивных недостатков ротационных форсунок является эксцентриситет распыляющей чаши относительно оси форсунки, что приводит к снижению качества смесеобразования и распыливания, к местным тепловым перекосам в топочной камере и к увеличению размеров факела. Для получения симметричного потока топлива предложены конструкции питателей [34], которые распределяют топливо через систему радиальных отверстий, тарельчатый насадок или наконечник, выполненный по типу центробежной форсунки. Имеются агрегаты с вращающимися питателями и промежуточными резервуарами. Наиболее эффективна конструкция питателя с затопленным объемом или с кольцевым пазом, заполненным пористой набивкой. В последнем случае форсунка может работать и при кратковременном прекращении подачи топлива.

Применение ротационных форсунок наиболее перспективно в тепловых агрегатах с малыми расходами топлива, когда центробежные форсунки работают весьма ненадежно из-за малых проходных сечений распылительных устройств и когда требуются широкие интервалы регулирования производительности.

Возможность использования этих форсунок в хлебопекарных печах с рециркуляцией продуктов сгорания сдерживается сложностью системы автоматики, высокими требованиями к квалификации обслуживающего персонала и малыми размерами камер сгорания печей (по данным завода «Терас», внутренний диаметр камеры сгорания во избежание ее закоксовывания и химического и механического недожога должен быть не менее

500—700 мм, в то время как в отечественных и зарубежных печах этот размер не превышает 300—450 мм).

По существующим требованиям при работе в автоматическом режиме хлебопекарных печей конструкция форсуночных устройств во всем диапазоне их производительности должна обеспечить постоянство соотношения топливо—воздух, т. е. постоянный коэффициент избытка воздуха топочных газов. В ротационных форсунках такое требование может быть выполнено благодаря установке электродвигателя с переменной частотой вращения, которая обеспечивает необходимые производительность и напор первичного воздуха, а также воздушного шибера с автоматическим приводным устройством для изменения расхода вторичного воздуха. В отечественной промышленности такие полностью автоматизированные ротационные форсуночные агрегаты отсутствуют, а выпускаются форсунки марок ФРИ-3, ФРИ-4, Р-2М, Р-3 и Р-1-150М1 (табл. 12).

Таблица 12

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ РОТАЦИОННЫХ ФОРСУНОК

Показатели	ФРИ-4	ФРИ-3	Р-2М	Р-3	Р-1-150М1
Производительность номинальная, кг/ч	5	3,5	30	50	150
Частота вращения распылительной чаши, об/мин	2760	2760	3300	3300	4600
Вязкость топлива, °ВУ, не более	3	3	6	6	6
Давление воздуха, кПа	0,5	0,5	1,5	1,5	1,5
Давление топлива, МПа	—	—	0,1—0,25		0,05
Расход первичного воздуха, м ³ /ч	60—85	60—85	63	200	250
Электродвигатель					
мощность, кВт	0,08	0,08	0,8	0,8	2,2
частота вращения, об/мин	2760	2760	3000	3000	3000
Габаритные размеры, мм					
диаметр	270	270	575	640	650
длина	470	470	658	682	685
Масса, кг	16	16	110	130	150
Изготовитель	Предприятие тепловых сетей (г. Юрмала, Латвийская ССР)		Ремонтно-механический завод «Терас» (г. Таллин, Эстонская ССР)		

Ротационно-испарительная форсунка ФРИ. Она снабжена системой автоматики безопасности розжига и может быть использована в одно- и двухъярусных хлебопекарных канальных печах НПО «Хлебпром». При оборудовании форсунок Р-2М, Р-3 и Р-1-150М¹ системой автоматики и соответствующих конструктивных изменениях топочного устройства они могут быть использованы на предприятиях страны в печах ПХС, ПХК, БН и др. при сжигании дизельного, бытового и моторного топлива, а также в паровых котлах серии Е-1/9, используемых на хлебопекарных предприятиях.

По конструкции и принципу действия форсунки Р-3 и Р-1-150М¹ аналогичны форсунке Р-2М (рис. 22). В этой форсунке топливо вязкостью до 6° ВУ под давлением 0,1—0,25 МПа, создаваемым шестеренным насосом, поступает через центральную трубку 2 и сопло 10

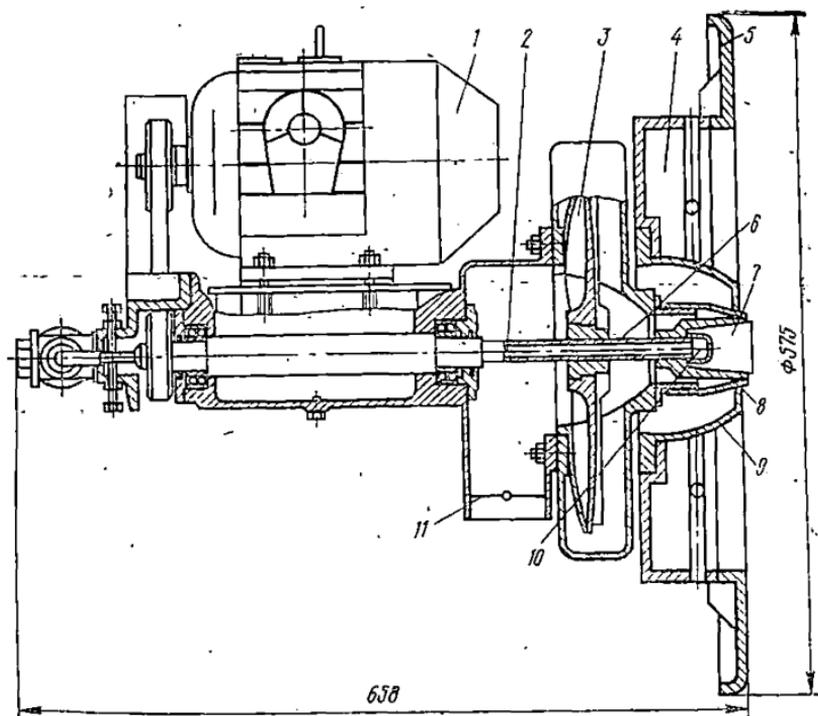


Рис. 22. Ротационная форсунка Р-2М:

1 — электродвигатель; 2 — топливная центральная трубка; 3 — ротор дутьевого вентилятора; 4 — огнеупорная плита; 5 — фланец; 6 — первичный воздух; 7 — конусный стакан; 8 — насадок; 9 — корпус; 10 — распылительное сопло; 11 — воздушная заслонка

во вращающийся конусный стакан 7. Часть воздуха (10—20%) под давлением 1,5 кПа нагнетается вентилятором высокого давления 3 и выходит из воздушного насадка 8. Остальная часть (вторичный воздух) вследствие разрежения в топочной камере подсасывается по кольцевому зазору, образованному насадком 8 и корпусом 9. Срывающаяся с конуса 7 тонкая пленка топлива подхватывается первичным воздухом, диспергируется на мелкие капли и распыливается в топочной камере. Диапазон регулирования производительности 20—100% от номинальной.

Форсуночный агрегат «Рай» (ФРГ). Он представляет собой полностью автоматизированную ротационную форсунку, обеспечивающую выполнение следующих операций:

предварительная циркуляция топлива перед розжигом и автоматический розжиг посредством специальной запальной форсунки, работающей на легких марках топлива;

автоматический контроль безопасности работы и режим работы по схеме «большой — малый огонь — отключено»;

поддержание постоянного соотношения топливо — воздух (как по первичному, так и по вторичному воздуху) на всех режимах;

поддержание постоянного напора первичного воздуха;

отключение и повторное включение при нарушениях в работе и кратковременном отрыве факела.

Эти агрегаты в диапазоне производительности 10—1000 кг/ч выпускаются унифицированными (шесть типоразмеров) и рассчитаны на сжигание жидкого топлива вязкостью до 15° ВУ (что соответствует мазутам марки М40 и М100). Установленная мощность электродвигателей 3 кВт.

Примерно аналогичны по конструкции ротационные форсунки итальянской фирмы «Риелло», имеющие производительность от 20 до 270 кг/ч (четыре типоразмера) и рассчитанные на топливо вязкостью до 6° ВУ (что соответствует моторному топливу и флотским мазутам). Эти форсунки имеют полуавтоматический режим работы по схеме «большой — малый огонь — выключено».

Паровые и воздушные форсунки

В паровых и воздушных (так называемых компрессорных, или вентиляторных) форсунках топливо распыливается в результате взаимодействия высокоскоростных струй распылителя с топливными струями.

Паровые форсунки. Они находят весьма ограниченное применение в хлебопекарных печах по следующим причинам:

для качественного распыливания топлива требуется перегретый пар давлением не ниже 1 МПа при его расходе 0,3—0,6 кг на 1 кг топлива. Получение пара таких параметров на хлебозаводах затруднительно;

при паровом распыливанні факел имеет повышенную светимость и значительные размеры, превышающие габариты камеры сгорания, что приводит к ее быстрому пережогу;

увлажнение продуктов сгорания и в связи с этим повышенная коррозия металлических поверхностей нагрева, особенно хвостовых участков;

при работе форсунок создается значительный шум, что ухудшает санитарные условия работы обслуживающего персонала;

сложность автоматизации безопасности работы и регулирования топочными процессами (в отечественной и зарубежной промышленности отсутствуют полностью автоматизированные форсунки с паровым распыливанием).

В паровых форсунках из-за более высоких скоростей истечения распылителя достигается более тонкое распыливание, чем в механических форсунках. Для получения короткого факела по ОСТ 24-04-836—75 разработаны специальные насадки, имеющие минимальную производительность 60 кг/ч, которые выпускает завод «Ильмарине». В этих насадках при работе в условиях ограниченного давления канал выполнен прямоточным с диаметром в зависимости от производительности от 9 до 20 мм, он легко продувается и не засоряется даже при отсутствии фильтров. Это наряду с простотой конструкции обеспечивает высокую надежность в эксплуатации. Рекомендуемая вязкость топлива без предварительного подогрева — до 6—7° ВУ.

По имеющимся данным, паровые форсунки малой производительности (до 100 кг/ч) зарубежными фирмами не выпускаются.

Форсунки Шухова. На хлебозаводах с котельными, работающими на мазутах, для обогрева печей в кирпичной кладке типа ФТЛ-2, ХПА-40 и др. целесообразно использовать форсунки Шухова (табл. 13).

Таблица 13

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ФОРСУНОК ШУХОВА

Номер форсунки	Выходные диаметры, мм		Диаметр топливопровода, мм	Производительность номинальная (в кг/ч) при давлении топлива и пара (в МПа)			Масса, кг
	для топлива	для воздуха		Топливо (0,05), пар (0,3)	Топливо (0,05—0,1), пар (0,5)	Топливо (0,2—0,5), пар (свыше 0,5)	
1	2	4,5	9	3	7	10	0,7
2	3	5,5	9	6	20	30	0,7
3	4	7	12	12	40	60	0,8
4	5	8	12	29	60	90	0,8
5	6	9	12	27	80	120	0,8
6	7	10	12	38	100	150	0,8

Производительность в этих форсунках регулируется путем изменения проходного сечения в паровой магистрали и давления топлива в диапазоне 20—100% от номинального. Форсунка пригодна для работы в длинных топочных устройствах, так как вследствие большой длины факела на стенках топки малого размера образуются коксовые наросты несгоревшего топлива. При правильном подводе пара, достаточном подогреве топлива (до 70—90°C) и оптимальном регулировании расхода пара (не более 0,3—0,4 кг на 1 кг топлива) форсунка дает хорошие результаты при длине факела не более 2,0 м, что соответствует протяженности топки — нижнего канала печей ФТЛ-2, ФТЛ-20, ХПА-40.

Вследствие большой стоимости компрессорного воздуха и отсутствия регулировочного и нагнетательного оборудования (компрессоры, воздуходувки малой производительности) на хлебопекарных предприятиях воздушные форсунки высокого давления применять не целесообразно.

Низконапорные форсунки. На хлебопекарных предприятиях в печах в кирпичной обмуровке и паровых котлах применяются воздушные низконапорные (венти-

ляторные) форсунки системы Оргэnergонепти (ОЭН) и Стальпроекта.

Форсунка ОЭН имеет следующие особенности, отличающие ее от других форсунок данного типа: способность работать при низком давлении (воздух не выше 2 кПа), достаточно хорошие смесеобразование и горение при незначительной длине факела, сравнительно хорошая регулируемость (от 50 до 100%), простота конструкции, а также универсальность в использовании видов топлива. При необходимости в качестве распылителя может быть применен пар.

Поскольку в этих форсунках на распыливание подается 60—70% необходимого для горения первичного воздуха, то они имеют значительные габаритные размеры и сечение воздуховода в 15—20 раз больше сечения топливной трубки. Для получения одинаковой дисперсности распыливаемого топлива с уменьшением давления топлива необходимо увеличивать количество первичного воздуха, подаваемого на 1 кг топлива.

Форсунки ОЭН выпускаются в двух вариантах — с подпорной шайбой и завихрителем на производительность 10—100 кг/ч. Для хлебопекарных печей наиболее целесообразно использование форсунок с завихрителем (рис. 23), в которых благодаря тангенциальной составляющей скорости образуется более короткий факел. По нормам Оргэnergонепти эти форсунки имеют типовой номер ОЭН-18 и ОЭН-35 с номинальной производительностью соответственно 18 и 35 кг/ч. Их удовлетворительная работа обеспечивается при скорости выхода воздуха из завихрителя 40—45 м/с.

Распыленная топливно-воздушная смесь попадает в область зажигательного конуса, на котором воспламеняется и сгорает. Этот конус позволяет постепенно уменьшить скорость истечения смеси до скорости распространения пламени, что обеспечивает более раннее воспламенение и устойчивое горение без отрыва факела в период розжига. При сжигании маловязких жидких топлив типа дизельного, бытового и со-

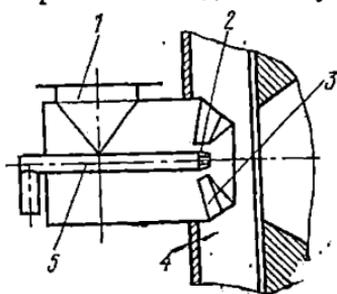


Рис. 23. Низконапорная форсунка ОЭН с завихрителем:

1 — первичный воздух; 2 — распылительное сопло; 3 — завихритель; 4 — вторичный воздух; 5 — топливная трубка

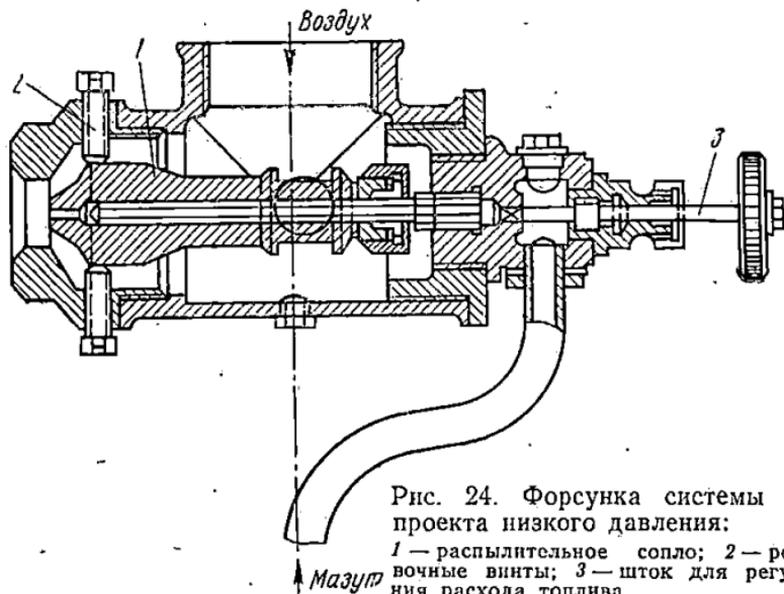


Рис. 24. Форсунка системы Сталь-проекта низкого давления:

1 — распылительное сопло; 2 — регулировочные винты; 3 — шток для регулирования расхода топлива

лярового масла предварительный их подогрев не требуется, моторное топливо и мазуты следует подогревать до температуры 90—105 °С.

С целью повысить качество распыливания и снизить размеры факела в форсунках ОЭН рекомендуется подавать пар по кольцевой трубке, окружающей топливный ствол форсунки, что одновременно обеспечивает подогрев топлива перед распыливанием.

В форсунках Стальпроекта (рис. 24 и табл. 14) для улучшения распыливания и снижения потери энергии

Таблица 14

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ФОРСУНОК СТАЛЬПРОЕКТА

Номер форсунки	Выходной диаметр, мм		Диаметр. воздуховода, мм	Производительность номинальная (в кг/ч) при давлении воздуха, кПа		Ход сопла, мм	Масса, кг
	для топлива	для воздуха		3	7		
1	2,5	21	38	3,5	7	6	4,9
2	3	40	65	11	28	13	6,9
3	4	60	100	32	57	22	14,8
4	5	75	125	54	82	25	25,4

воздуха вследствие его дросселирования выходное сечение воздушного патрубка имеет переменное сечение, а в ряде конструкций выполнено в виде сопла Лавалья. Минимальное давление топлива перед форсункой 0,05 МПа, оптимальное — 1—1,5 МПа.

В этих форсунках производительность регулируется как изменением давления топлива и воздуха, так и изменением проходного сечения распылительного сопла с помощью игольчатого штока. Последний позволяет также оперативно очищать сопло при его засорениях.

В хлебопекарных печах при использовании вентиляторных форсунок наиболее эффективно применение двустороннего ввода закрученных вихревых потоков воздуха, что позволяет увеличить площадь контакта топлива и распылителя и уменьшить при этом диаметр факела благодаря хорошей организации процессов смешения. На рис. 25, а представлена форсунка ЦНИИ МПС [34], в которой смешение воздушного потока и топлива происходит в пределах распыливающего устройства. Имеется аналогичная форсунка (рис. 25, б), в которой смешение топлива и воздуха происходит за пределами распылителя в топке. По сравнению с ранее рассмотренными эти форсунки должны работать при повышенном давлении топлива вследствие потерь его энергии на смешение встречных потоков.

Форсунка с внутренним смесеобразованием работает следующим образом (рис. 25, а). Топливо под давлением 0,05—0,1 МПа поступает в полость корпуса 3 рас-

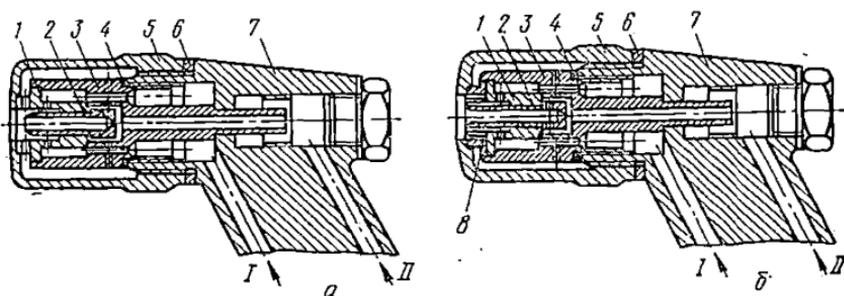


Рис. 25. Вентиляторные форсунки со смешением топлива (I) и воздуха (II) в пределах форсунки (а) и за пределами распыливающего устройства (б):

1 — распылительное сопло; 2 — топливная трубка; 3 — корпус распылительного сопла; 4 — шайба; 5 — гайка; 6 — прокладка; 7 — корпус форсунки; 8 — шайба распылительного сопла

пылительного устройства, откуда по нескольким каналам малого сечения поступает в кольцевой зазор между распылителем 1 и корпусом 3. Затем через ряд тангенциальных отверстий в распылителе топливо подается в топочную камеру в виде тонкой кольцевой струи. Распыливающий воздух* проходит через центральное отверстие корпуса 3 в пространство между ним и соплом 1. Одна часть воздуха, пройдя тангенциальные отверстия сопла 2, воздействует на внутреннюю поверхность кольцевой топливной струи, вытекающей через тангенциальные отверстия в распылителе 1. Другая часть воздуха после прохождения радиальных отверстий корпуса 3 поступает в кольцевой зазор между корпусом и гайкой 5. Из этого кольцевого зазора воздух, пройдя тангенциальные отверстия в распылителе-1, воздействует на внешнюю поверхность топливной струи.

Вследствие турбулизации воздушного потока, его дросселирования и потерь напора при смещении встречных потоков топлива и воздуха форсунки с двусторонним вводом распылителя требуют установки вентиляторов высокого давления (свыше 5 кПа), что сдерживает их внедрение в хлебопекарную промышленность, несмотря на достаточно высокие дисперсионные характеристики.

В заключение следует отметить, что паровые и воздушные форсунки по сравнению с механическими имеют более тонкое распыливание и широкий диапазон регулирования, поскольку необходимые характеристики их работы можно получить изменением параметров (расхода и напора) двух потоков (топлива и воздуха). Ввиду того, что энергия движущегося топлива имеет небольшую величину по сравнению с энергией распылителя, уменьшение давления топлива практически не ухудшает качества его распыливания. В результате же сокращения расхода топлива увеличивается удельная энергия распылителя, что приводит к снижению среднего диаметра капель топлива. При значительном уменьшении расхода топлива сохранять постоянным расход первичного и вторичного воздуха неэкономично, что значительно усложняет систему автоматики и вызывает необходимость установки пропорциональных регуляторов соотношения топливо — воздух.

* Возможно также применение пара в качестве распылителя.

Комбинированные форсунки

Среди комбинированных форсунок с различными способами распыливания топлива в отечественной и зарубежной хлебопекарной печной технике наибольшее применение нашли пневматические форсунки с предварительной газификацией топлива и пневмомеханические.

Пневматическая форсунка с предварительной газификацией топлива конструкции В. М. Горбунова (рис. 26). В этой форсунке топливо перед сгоранием проходит следующие стадии: распыливание в пневматической форсунке, смешение с первичным воздухом, газификацию в особой цилиндрической камере и смешение с

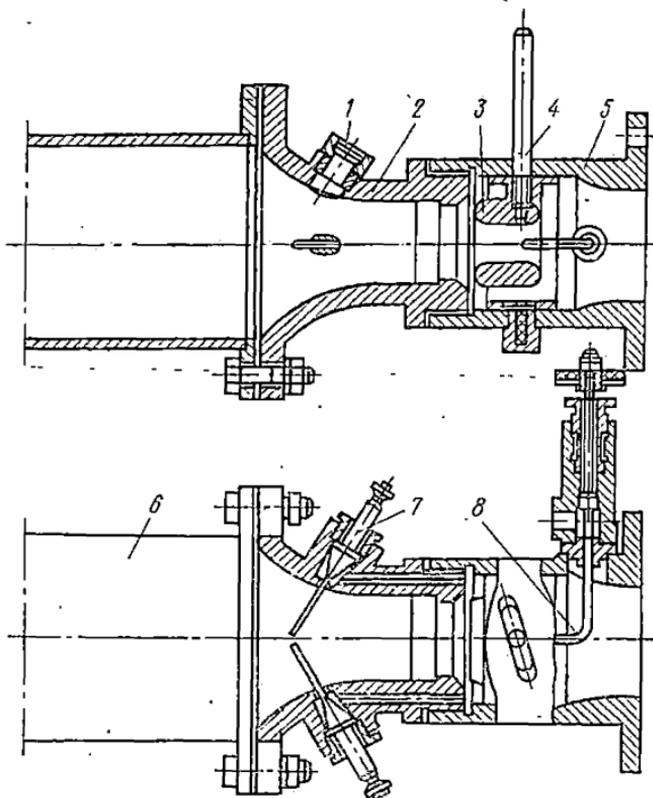


Рис. 26. Пневматическая форсунка с предварительной газификацией топлива:

1 — запальное отверстие; 2 и 3 — диффузоры; 4 — регулятор расхода топлива; 5 — корпус; 6 — камера газификации; 7 — электроды зажигания; 8 — топливная трубка

вторичным воздухом при высоких температурах. По данным работы [10], пространственное разделение стадий позволяет добиться устойчивого и полного сгорания легких и тяжелых топлив при 5—6-кратном изменении теплопроизводительности.

Для хлебопекарных печей представляет интерес форсуночное устройство для двухстадийного сжигания тяжелого топлива, разработанное К. Переди [68]. Эта форсунка имеет производительность до 30 кг/ч и эксплуатируется на ряде заводов ФРГ и Венгрии в металлургических печах и сушилках с рециркуляционным обогревом. Форсуночное устройство К. Переди состоит из двух зон — газификации и горения. В зоне газификации к очень тонкораспыленному вентиляторным воздухом топливу подмешивается часть первичного воздуха, и в результате образуется пламя температурой 1000—1200°C. Удельное количество образовавшихся при этом продуктов газификации равно 9—10 м³ на 1 кг топлива. В конце зоны газификации подается оставшая часть первичного воздуха в количестве 9—10 м³ на 1 кг топлива. Таким образом, дожиганию топлива предшествует смешение примерно одинаковых объемов продуктов газификации и воздуха. Этот принцип, являющийся одной из основных особенностей данной форсунки, способствует получению продуктов сгорания с равномерным температурным полем.

Западногерманским филиалом английской фирмы «Бабкок и Вилькокс» выпускаются форсунки с двухстадийным сжиганием жидкого топлива без его предварительного распыливания [34]. В этих форсунках, работающих по циклическому типу, испарение, газификация и горение топлива происходят на стенке камеры газификации, выполненной из специальной керамики. Жидкое топливо, поступающее без напора, с помощью первичного воздуха распределяется в виде пленки по камере газификации, газифицируется в результате нагрева от стенки и сгорает при образовании факела небольших размеров. Опыт эксплуатации показал, что легкое и среднее топливо можно сжигать без подогрева первичного воздуха. Тяжелое топливо вязкостью до 90° ВУ (при 50°C) сгорает без химического недожога только при температуре подогрева воздуха до 450—500°C. В этом случае первичный воздух перед поступлением в камеру газификации предварительно омывает наружную

поверхность камеры сгорания, нагреваясь при этом до необходимой температуры.

Небольшие габаритные размеры топочного устройства, оборудованного этими форсунками (длина и диаметр камер газификации и сгорания у типоразмера ОГ4, имеющего расход топлива до 50 кг/ч, не превышают соответственно 990 и 390 мм), позволяют использовать их в отечественных печах с рециркуляцией продуктов сгорания без существенной реконструкции их топок.

В институте «Теплопроект» разработана и испытана форсунка с двухстадийным сжиганием топлива при его расходе до 15 кг/ч, аналогичная по конструкции и режиму работы устройству фирмы «Бабкоккс и Вилькоккс». Результаты испытаний этой форсунки представлены в работе [10]. Отметим только, что при использовании тяжелых видов топлива типа мазутов М40 и М100 удовлетворительных результатов не получено вследствие коксования камеры газификации.

Форсунка ПНГ-А (табл. 15). Она предназначена для сжигания жидкого (типа дизельного и бытового) топлива и тракторного керосина и оборудована примерно аналогичной автоматической системой управления и защиты от возникновения аварийных режимов, как и в котлах КВ, КМ, «Универсал» и других, используемых в сельском хозяйстве. При соответствующем дооборудовании системы автоматики (установка электромагнитных вентилей «большого» и «малого» огня» и электромагнит-

Таблица 15

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ФОРСУНОК С ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ГАЗИФИКАЦИЕЙ ТОПЛИВА

Показатели	ПНГ-1А	ПНГ-2А	ПНГ-3А	П-126
Производительность, кг/ч	6—20	8—30	15—57	6—16
Давление первичного воздуха, кПа	1—6,5	1—6,5	1—6,5	0,8—1; 2
Электродвигатель				
частота вращения, об/мин	2860	2860	2860	2860
мощность, кВт	0,6	0,6	0,6	4,5
Масса форсунки с расходным баком, кг	95	100	100	55 (без бака)
Габаритные размеры, мм				
длина	450	450	450	475
ширина	802	802	802	819
высота	895	895	895	900

ного привода диафрагмы) форсунка ПНГ-А может быть использована в печах ПХС-25М при сжигании легких жидких топлив.

Пневмомеханические форсунки на номинальной производительности работают как механические и на максимальной — как пневматические. На пусковых режимах и при нагрузках до 25—30% топливо распыливается в основном при помощи компрессорного воздуха, а топливный шиберный насос при этих режимах предназначен только для преодоления гидравлического сопротивления топливной системы и распылителя. При максимальной производительности топливо распыливается за счет перепада давления на сопле, который обусловлен напором, создаваемым топливным насосом, и частично — динамическим давлением воздуха. При переходных режимах (50—75% производительности) возможно некоторое снижение качества распыливания, поскольку создаваемый насосом напор топлива снижается, а удельного расхода воздуха и его напора недостаточно для качественного распыливания.

По сравнению с механическими пневмомеханическими форсунки применительно к хлебопекарным печам имеют следующие принципиальные преимущества:

- более широкий диапазон регулирования при сохранении качества распыливания и возможность автоматического поддержания соотношения топливо — воздух на всех режимах работы;

- более тонкое распыливание топлива, что способствует снижению потерь с химическим и механическим недожогом и сокращению размеров факела;

- отсутствие насосов высокого давления и распылителей с малым проходным сечением, что повышает их эксплуатационные показатели;

- возможность работы на более вязких топливах (до 6° ВУ);

- возможность автоматического пропорционального регулирования производительности при использовании более простых и надежных средств и регулирующих приборов.

Эти форсунки, сохраняя достоинства пневматических в части широкого диапазона регулирования, обеспечивают нормальное распыливание и качественное сжигание топлива при его небольших расходах. Также отличительным достоинством пневмомеханических форсу-

нок является внутреннее смещение топлива и первичного воздуха, когда в топочную камеру поступает уже подготовленная топливно-воздушная смесь, что значительно повышает интенсивность топочных процессов при меньших потерях от недожога.

Внедрение пневмомеханических форсунок в хлебопекарную промышленность сдерживается сложностью их изготовления (особенно встроенных в форсунку воздушных компрессоров) и отсутствием отечественных средств автоматизации (электромагнитные топливные и воздушные вентили, малогабаритные термостаты и пр.).

Рассмотрим отдельные конструкции пневмомеханических форсунок, применяемых в отечественных и зарубежных хлебопекарных печах с рециркуляцией продуктов сгорания.

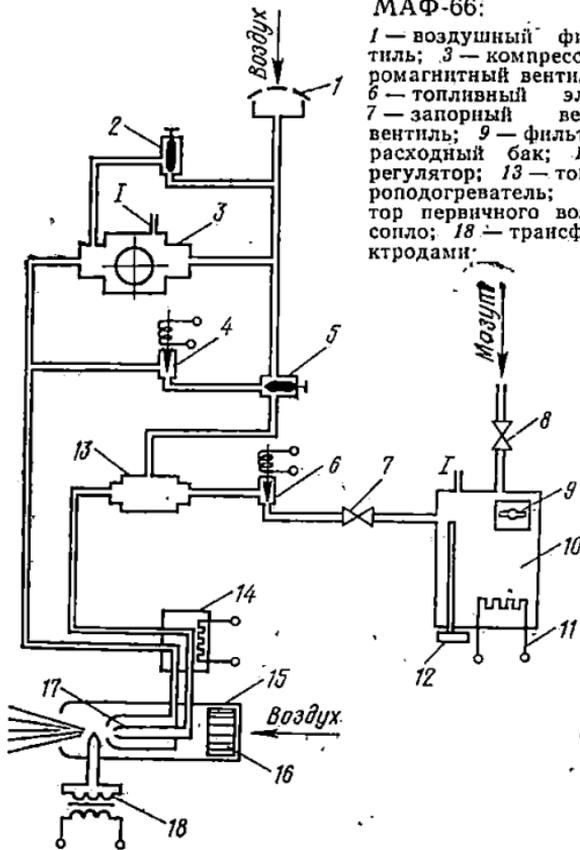
Автоматическая форсунка МАФ-66. Выпускается таллинским заводом «Кооператор» (Центросоюз); предназначена для работы на мазутах марки Ф5, Ф12, М40 и легких топливах. Применение сернистых топлив не рекомендуется.

Форсунка позволяет автоматически регулировать процесс выпечки в печах типа ПХС-25М при режиме работы по схеме «большой огонь — малый — выключено». Производительность форсунки регулируется в диапазоне от 6 до 20 кг/ч степенью открытия вентилей «большого и малого огня» при автоматическом поддержании соотношения топливо — воздух. Система автоматики выполняет практически все операции, обеспечивающие безопасную эксплуатацию форсунок, включая и регулирование температуры подогрева топлива.

Электронагревательный элемент (напряжение 36 В, мощность 75—80 Вт) установлен непосредственно перед топливным шиберным насосом и залит в алюминиевый блок, имеющий тепловой контакт с насосом и распылителем. Дополнительно форсунка комплектуется расходным бачком вместимостью 9 л, в котором установлен трубчатый электронагреватель мощностью 0,8 кВт типа КНД-16 с автоматическим термостатом. Для очистки топлива от механических примесей имеется самоочищающийся пластинчатый фильтр конструкции ЗИЛ.

Форсунка работает следующим образом (рис. 27). Топливо из расходного бака-подогревателя 10 поступает в топливный насос 13 через электромагнитный вентиль 6 и далее к распылительному соплу 17, где распы-

Рис. 27. Комбинированная форсунка МАФ-66:



1 — воздушный фильтр; 2 — воздушный вентиль; 3 — компрессор; 4 — воздушный электромагнитный вентиль; 5 — воздушный вентиль; 6 — топливный электромагнитный вентиль; 7 — запорный вентиль; 8 — регулировочный вентиль; 9 — фильтр тонкой очистки; 10 — расходный бак; 11 — термостат; 12 — терморегулятор; 13 — топливный насос; 14 — электроподогреватель; 15 — корпус; 16 — вентилятор первичного воздуха; 17 — распылительное сопло; 18 — трансформатор зажигания с электродами.

ливается первичным воздухом, нагнетаемым воздушным компрессором 3. Первичный воздух поступает через воздушный патрубок с фильтром 1 и количество его регулируется клапаном 2. При открытом положении этого клапана часть первичного воздуха возвращается во всасывающую полость компрессора 3, что соответствует подаче воздуха на режиме «малый огонь». Пропорциональное регулирование подачи воздуха осуществляется изменением производительности компрессора и дополнительно (в случае необходимости) вентилем 5 и электромагнитным вентилем 4. Кроме распыливания топлива, первичный воздух должен также очищать распыливающее сопло. Вторичный воздух нагнетается непосредственно в топочную камеру низконапорным вентилятором 16.

Пропорциональное регулирование расхода топлива достигается путем изменения производительности топливного насоса 13 и степени открытия электромагнитного вентиля 6, а также изменения напора первичного воздуха при помощи вентиля 5.

Содержание топлива в топливно-воздушной смеси, поступающей в распылительное сопло, в период розжига может быть меньше необходимого количества для нормального его воспламенения. Для этого в период розжига автоматически открывается электромагнитный воздушный вентиль 4, который после розжига закрывается, что обеспечивает поступление на распыливание нормальной топливно-воздушной смеси.

Опыт эксплуатации этих форсунок в тоннельных печах ПХС-25 Пинского хлебокомбината при работе на дизельном топливе показал, что они сложны в эксплуатации, требуют весьма тщательной фильтрации топлива и не обеспечивают качественного его распыливания в камере сгорания.

Форсуночный агрегат «Гибли-20» (рис. 28). Выпускается итальянской фирмой «Риелло», представляет собой автоматическую форсунку пневмомеханического действия и устанавливается на печах фирмы «Симер», эксплуатируемых в Италии, Польше, Болгарии и других европейских странах. Агрегат позволяет автоматически регулировать процесс выпечки в режиме «большой огонь — малый — выключено» при сжигании топлива вязкостью не более $1,5-2,6^\circ$ ВУ. Увеличение вязкости снижает качество распыливания и сжигания топлива. Максимальная производительность форсунки при сжигании топлива вязкостью $2,6^\circ$ ВУ составляет 25 кг/ч, а соответствующая ей теплопроизводительность при теплотворной способности топлива 42 МДж/кг — 290 кВт. Производительность топливного плунжерного насоса устанавливается изменением хода плунжера, а производительность форсунки путем регулировки открытия клапанов «большого» и «малого огня». Минимальная производительность форсунки, по данным испытаний, равна 5 кг/ч или 58 кВт.

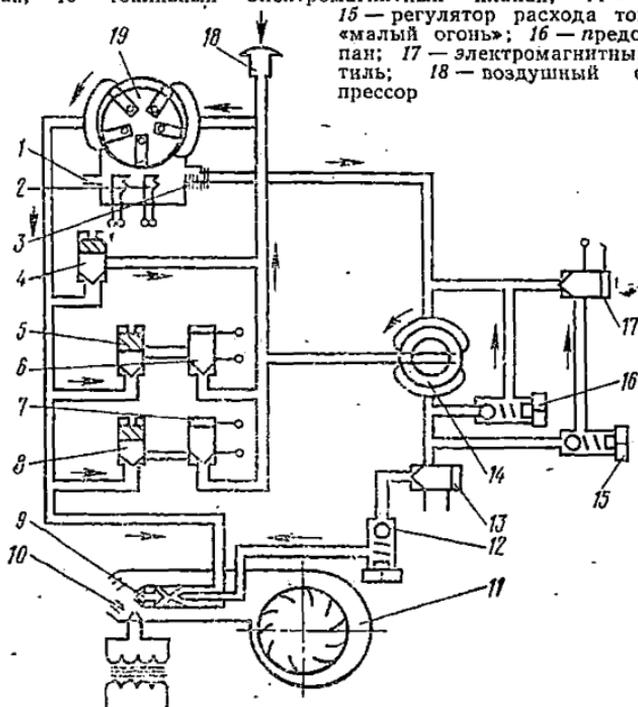
Форсунка работает следующим образом (см. рис. 28). При включении вентилятора 11, топливного насоса 14 и воздушного компрессора 19 топливо из топливопровода 1 поступает через термостат 2 и фильтр тонкой очистки 3 в сопло 9, где распыливается и зажигается с по-

мощью электродов 10 электрозапальника, питаемого от трансформатора напряжением 10000 В. Одновременно через воздушный патрубок 18 посредством компрессора 19 в систему подается сжатый воздух, количество которого регулируется клапаном 4. При открытом его положении часть воздуха возвращается во всасывающую полость компрессора 19. Расход воздуха в зависимости от режима работы регулируется клапанами 5 и 8. Таким образом, в распылительное сопло подается предварительно подготовленная топливно-воздушная смесь, что положительно сказывается на работе форсунки. Дополнительно расход вторичного воздуха можно регулировать ручным перемещением заслонки на всасывающем патрубке вентилятора 11.

В процессе работы шиберный компрессор 19 смазы-

Рис. 28. Комбинированный форсуночный агрегат «Гибли-20»:

1 — ввод топлива; 2 — электроподогреватель; 3 — фильтр; 4 — регулятор первичного воздуха; 5 — то же, при розжиге; 6 — электромагнитный клапан подачи воздуха при розжиге; 7 — то же, «малого огня»; 8 — регулятор расхода первичного воздуха в режиме «малый огонь»; 9 — распылительное сопло; 10 — электроды зажигания; 11 — вентилятор; 12 — предохранительный клапан; 13 — топливный электромагнитный клапан; 14 — топливный насос; 15 — регулятор расхода топлива в режиме «малый огонь»; 16 — предохранительный клапан; 17 — электромагнитный топливный вентиль; 18 — воздушный фильтр; 19 — компрессор



вается в результате незначительного перетока топлива из насоса 14.

При режиме «большой огонь» вентили 4 и 8 закрыты, при режиме «малый огонь» эти клапаны частично открываются и также открывается вентиль 7. В этом случае топливо, подаваемое насосом 14, частично поступает в распылительное сопло 9; остальная часть через соответствующие клапаны «малого огня» 15 и 16 возвращается во всасывающую полость насоса. Соотношение этих объемов топлива регулируется клапаном 15, а расход первичного воздуха — клапаном 7. Соотношение топливо — воздух устанавливается в режиме «большой огонь» по результатам газового анализа топочных газов или визуально.

Степень подогрева топлива в термостате 2 устанавливается на максимальную вязкость подогретого топлива 2,6° ВУ.

Система автоматики безопасности горения обеспечивает выполнение всех необходимых операций, обеспечивающих нормальную эксплуатацию форсунки.

Фирмой «Риелло» также выпускаются аналогичные по конструкции и принципу действия пневмомеханические форсунки типа «Домус» и «А» (табл. 16).

Таблица 16

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКИХ
ФОРСУНОК МАФ-66 и ФИРМЫ «РИЕЛЛО»

Показатель	МАФ-66	«Гиб- ли-20»	«Домус»			«А»	
			I	II	III	40	42
Производительность, кг/ч	6—20	5—25	1,8— 4,5	2—8	5—16	11—25	14—35
Топливо							
вязкость, °ВУ	3,5	2,6	10	10	10	16	16
плотность, т/м ³	0,92	0,90	0,93	0,93	0,93	0,96	0,96
Электродвигатель							
частота вращения, об/мин	1350	1400	1400	1400	1400	2800	2800
мощность, кВт	0,6	0,5	0,2	0,2	0,6	0,7	0,7
Габаритные размеры, мм							
длина	780	580	580	580	685	940	940
ширина	285	450	308	320	395	580	580
высота	490	350	357	395	395	345	345
Масса, кг	50	45	28	30	44	56	56

По сравнению с другими типами форсуночных агрегатов комбинированные пневмовоздушные форсунки обеспечивают предварительное смешение топлива и воздуха, т. е. процесс сжигания топлива является гомогенным, что значительно повышает эффективность топочных процессов, а также надежность работы топок и греющих каналов хлебопекарных печей. Пневмомеханические форсунки, кроме того, обеспечивают и более широкий диапазон изменения производительности (примерно 1:5), что имеет существенное значение при автоматизации температурного режима выпечки в современных тоннельных печах.

Форсунки RP. Югославской фирмой «Вентилятор» по лицензии итальянской фирмы «Блаутерм» выпускаются пневмомеханические форсунки типа RP производительностью от 10 до 125 кг/ч с полной системой автоматики безопасности и регулирования производительности. Техническая характеристика форсунок представлена в табл. 17, а принципиальная схема — на рис. 29.

Таблица 17

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ФОРСУНОК RP

Тип	Производительность, кг/ч	Габаритные размеры, мм			Мощность электродвигателя, кВт
		Длина	Ширина	Высота	
RP-8	1—8	496	425	385	0,34
RP-16	3—16	670	595	470	0,75
RP-30	6—30	670	595	470	0,75
RP-45	9—45	885	715	578	1,5
RP-75	13—75	885	715	578	1,5
RP _m -95	15—95	885	815	578	4,0
RP _m -125	18—125	885	815	578	4,0

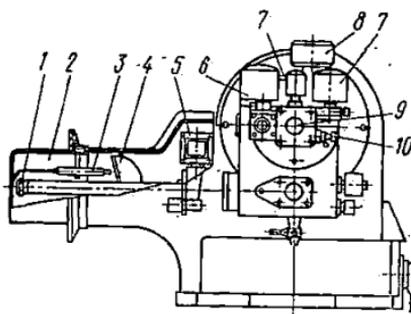


Рис. 29. Комбинированная форсунка RP:

1 — распылительное сопло; 2 — напорный патрубок вентилятора; 3 — электромагнитный клапан; 4 — воздушный завихритель; 5 — термостат; 6 — топливный электромагнитный вентиль; 7 и 8 — штуцера для манометров; 9 — ввод первичного воздуха; 10 — ввод топлива

Форсунки RP_m предназначены для топлива вязкостью до $6,5^\circ \text{ВУ}$ при 50°C и форсунки RP — до $8,5^\circ \text{ВУ}$ при 100°C .

Принцип действия и конструкция форсунок «Блоутерм» аналогичны форсункам «Гибли-20», но отличаются более широким диапазоном регулирования. Топливо в них распыливается роторным насосом объемного действия и первичным воздухом, нагнетаемым шибберным компрессором. Эта форсунка также внутреннего смешения, т. е. на распыливание и горение поступает подготовленная топливно-воздушная смесь.

Газомазутные форсунки

Для хлебопекарных печей, работающих на газе, жидкое топливо является резервным. Переход на резервное топливо осуществляется при аварийном прекращении подачи газа и при пиковых нагрузках (особенно в зимнее время) в его потреблении. Поскольку хлебопекарное производство является непрерывным и прекращение процесса выпечки приведет к неизбежному браку как выпекаемой продукции, так и полуфабрикатов (теста, опары и пр.), то вопрос оснащения хлебопекарных печей газомазутными форсунками является одним из наиболее важных. Эти форсунки должны быть в равной степени пригодны для эффективного сжигания обоих видов топлива. Как правило, совместное сжигание газа и жидкого топлива в хлебопекарных печах нерационально, так как возрастают потери тепла с химическим и механическим недожогом.

Обычно за основу конструкции газомазутной форсунки принимают хорошо проверенные и стандартизованные газовые горелки, в которые встраивают блок сжигания жидкого топлива.

В отечественной промышленности газомазутные форсунки для обогрева хлебопекарных печей не применяются вследствие отсутствия серийных образцов.

На печах югославских фирм «Минел» и «Гостол» успешно применяются газомазутные форсунки западногерманской фирмы «Елко» [27]. В этих форсунках для сжигания жидкого топлива применяется центробежный способ распыливания, аналогичный применяемому в форсунках фирмы «Тиссен», а газ сжигается при периферийной подаче газозадушной смеси в сносящийся

поток вторичного воздуха. Аналогичные газомазутные форсунки используются фирмой «Дьюкер» и голландской фирмой «Де Йонг-кун Б. В.» в моделях «DAZ». При сжигании жидкого топлива эти форсунки имеют свойственный им органический недостаток — малый диапазон регулирования производительности, в то время как при сжигании газа регулирование выполнено пропорциональным при стабильном соотношении топливо — воздух.

Для хлебопекарных печей более целесообразным является применение газомазутных форсунок низконапорного воздушного распыливания, а также горелок со встроенными пневмомеханическими форсунками.

Наиболее распространенной форсункой первого типа является газомазутное устройство Оргэнергогаза с периферийным подводом газа, сконструированное на базе рассмотренной выше низконапорной форсунки ОЭН. Она рассчитана для паровых котлов малой мощности, работающих на газе с использованием мазута в качестве резервного топлива.

На рис. 30 представлен общий вид этой горелки. Газ выходит в амбразуру горелки из кольцевой газовой ка-

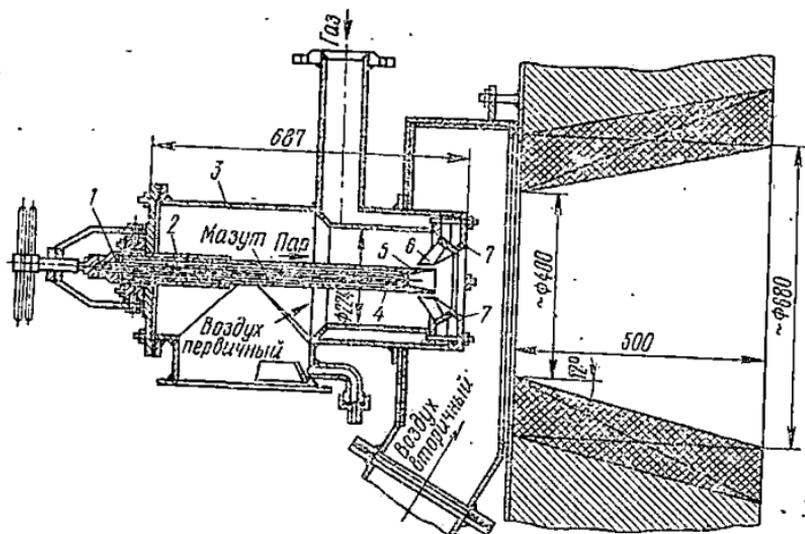


Рис. 30. Комбинированная газомазутная форсунка системы Оргэнергогаза:

1 — топливная трубка; 2 — трубка для подачи пара или воздуха; 3 — корпус; 4 — распылительное сопло; 5 — распыливающий конус; 6 — завихритель; 7 — отверстие для выхода газа.

меры с выходной головкой, в которой просверлены газовыпускные отверстия с таким расчетом, что струи направлены под углом 45° к оси закрученного первичного воздуха (закрутка осуществляется при помощи профилированных лопаток). При сжигании жидкого топлива этот первичный воздух используется в качестве распыливающего агента, а кроме него в амбразуру подается вторичный воздух, получающий закрутку в регистре. Расход первичного воздуха при сжигании мазута равен 60—70% от необходимого, давление составляет 1,8—2,0 кПа. В качестве дополнительного средства распыливания жидкого топлива на случай выхода из строя дутьевого вентилятора предусмотрен подвод пара. По данным испытаний Промэнергогаза и ВПО «Союзпромгаз» форсунка обеспечивает нормальное сжигание жидкого топлива при коэффициенте избытка воздуха топочных газов $\alpha_T = 1,26—1,30$ (снижение избытка воздуха приводит к увеличению потерь тепла от недожога). В данное время уже разработан целый ряд типоразмеров газомазутных форсунок. Оргэнергогаза производительностью от 75 до 1000 кг/ч мазута или от 86 до 1160 м³ газа (серийно выпускаются заводом «Ильмарине»).

Элементы форсуночных агрегатов и режимы их работы

Насосы

Для подачи топлива к распылительным устройствам и для его последующего распыливания в форсуночных агрегатах различного типа применяются роторные насосы: шестеренные и роторно-поршневые или пластинчатые. Последние два типа насосов имеют вращательно-поступательное движение рабочего органа и вследствие сложности конструкции и изготовления, высоких требований к степени очистки нагнетаемого топлива и дефицитности комплектующих элементов и материалов в отечественных форсунках не применяются. Исключение составляют форсуночные агрегаты МАФ-66, а также аналогичные по конструкции и принципу действия форсунки фирм «Риелло» и «Блаутерм», устанавливаемые на импортных хлебопекарных печах «Симер» и «Минел».

Наибольшее применение имеют шестеренные роторные насосы, основными режимными параметрами кото-

рых являются: подача (производительность), перепад давлений между камерами нагнетания и всасывания (напор), потребляемая мощность, коэффициент полезного действия и допускаемая вакуумметрическая высота всасывания.

Для каждого типа форсунок эти параметры строго регламентируются, и их изменение в ту или иную сторону влияет соответственно на эксплуатационные показатели форсунки: качество распыливания, полнота сгорания, размеры факела и видимая плотность тепловыделения, диапазон изменения производительности и пр. В общем случае надежность работы насоса (при прочих равных условиях) в преобладающей степени определяется вязкостью и коксуемостью нагнетаемого топлива, его температурой, наличием посторонних включений и пузырьков воздуха (последнее приводит к возникновению кавитации и преждевременному износу рабочих органов насосов).

ГОСТ 12222—77 на шестеренные насосы предусмотрена производительность до $144 \text{ м}^3/\text{ч}$ и давление нагнетания до $2,5 \text{ МПа}$. Эти насосы предназначены для перекачивания незагрязненных жидкостей вязкостью от 200 до 10000 сСт.

Для форсуночных агрегатов, применяемых в хлебопекарной промышленности, а также для систем топливоподачи к печам и прочим тепловым устройствам могут быть использованы следующие типы насосов: Ш — с внутренними опорами, на лапах; ШФ — с внутренними опорами, фланцевые и ШГ — с внутренними опорами и с обогревом (или охлаждением) корпуса. Последний тип насосов наиболее целесообразен для перекачки вязких марок топлива (типа моторного, мазутов и пр.), поскольку обеспечивает подогрев топлива и соответствующее снижение его вязкости.

Характеристики этих типов насосов приведены в табл. 18.

Насосы исполнений Ш и ШФ рекомендуются стандартом для перекачивания жидкостей вязкостью от 20 до 2000 сСт при температуре не более 100°C . Насосы типа ШГ рекомендуется использовать для работы на жидкостях температурой до 250°C и при вязкости от 20 до 10000 сСт.

Продолжительность срока службы насосов до капитального ремонта при их работе на чистом топливе вяз-

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ
(ПО ГОСТ 12222-77)

Рабочий объем, (подача за 1 оборот), см ³	Подача, м ³ /ч, не менее	Давление нагнетания, МПа	Потребляемая мощность, кВт, не более	Межцентровое расстояние, мм	Модуль, мм	Число зубцов	Частота вра- щения, об/мин
4	0,22	2,5	0,6	27,5	2,5	10	1430
6	0,36	2,5	0,7	27,5	2,5	14	1430
8	0,58	2,5	0,9	27,5	2,5	18	1430
12	0,90	2,5	1,5	27,5	2,5	12	1430
20	1,4	2,5	1,8	44	4	16	1430
32	2,3	2,5	3,2	44	4	28	1430

костью не менее 20 сСт и температурой до 100°C — не менее 15 000 ч.

Выпуск шестеренных насосов сосредоточен в основном на ливенском заводе «Ливгидромаш». Для форсунок Ф-0,4 насосы поставляет машзавод им. 60-летия Октября (Черкасская область).

Рассмотрим отдельные режимные параметры шестеренных насосов.

Подача, или производительность, насоса составляет количество жидкости (топлива), подаваемое насосом в единицу времени. При эксплуатации насосов необходимо различать теоретическую (паспортную) и действительную производительности. Действительная производительность насоса всегда меньше теоретической на величину объемных потерь, которые подразделяются на потери от утечки жидкости и потери на всасывание; объемный КПД насоса равен

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_T}, \quad (36)$$

где Q и Q_T — соответственно действительная и теоретическая производительности насоса.

Если число зубцов каждой шестерни z , а объем, вытесняемый зубом одной шестерни, входящим во впадину другого, равен V (или рабочий объем, см. табл. 18), то теоретическая производительность насоса (в м³/ч) равна

$$Q_T = zVn/30, \quad (37)$$

где n — частота вращения вала насоса, об/мин.

Утечка топлива происходит через зазоры между торцевыми поверхностями шестерен и корпуса, через радиальные зазоры между цилиндрическими поверхностями расточек корпуса и наружными поверхностями головок зубцов шестерен, а также через неплотности контакта между зубцами. С увеличением вязкости топлива утечки уменьшаются, причем объемный КПД насоса сначала увеличивается, а затем начинает уменьшаться вследствие увеличения потерь на всасывание по сравнению с потерями от утечки.

Потери на всасывание шестеренного насоса определяются в основном степенью заполнения жидкостью его рабочих камер (впадин между зубцами), которое происходит во время соединения их с полостью всасывания. Неполное заполнение рабочих камер приводит к уменьшению подачи насоса. На величину потерь на всасывании большое влияние оказывает наличие в жидкости газовой составляющей (к примеру, пузырьков воздуха). Из заземленного пространства определенный объем топлива неизбежно переносится обратно в камеру всасывания. Здесь возвращенный с жидкостью воздух вновь расширяется и занимая часть объема уменьшает степень заполнения межзубцовых впадин. С понижением абсолютного давления на входе в насос объемное содержание воздуха увеличивается, а количество жидкости уменьшается, что приводит к снижению объемного КПД.

В связи с этим при эксплуатации шестеренных насосов форсуночных агрегатов, для того чтобы исключить попадание воздуха во всасывающую полость насоса, следует обеспечить герметичность соответствующих участков топливной системы, находящейся под разрежением. При использовании топлива, имеющего низкую температуру испарения, также не допускать превышения нагрева этого топлива выше температуры парообразования. Для наиболее легко испаряющегося топлива, применяемого на хлебозаводах (бытового топлива), она составляет 35—40°C.

Для насосов большой производительности значение объемного КПД достигает величины 80—90% и для насосов малой производительности, применяемых в хлебопекарных форсуночных устройствах, — 65—75%.

В реальных условиях объемный КПД насоса постепенно снижается вследствие неизбежного износа рабочих органов. Опыт эксплуатации форсуночных агрега-

тов ДМА фирмы «Тиссен» на хлебопекарных печах БН-25 и БН-50 показывает, что в первый период работы (1—2 мес) насос имеет производительность 60—69 кг/ч при давлении 2,5 МПа, а далее производительность снижается и стабилизируется на уровне 45—50 кг/ч (при том же давлении).

При выборе типа насоса и его производительности с учетом возможности использования всех марок жидкого топлива (легких и вязких) для форсуночных агрегатов хлебопекарных печей объемный КПД насоса следует принимать на уровне 50—60%.

Перепад давлений, создаваемый насосом, равен

$$p = p_n - p_{вх}, \quad (38)$$

где p_n — давление нагнетания, МПа; $p_{вх}$ — давление на входе в насос (во всасывающей полости), МПа.

У всех объемных насосов создаваемое давление всегда равно противодействию в той гидравлической системе, на которую они работают (т. е. равно потерям напора в топливной системе и распылительном сопле).

В зависимости от величины перепада давления форсуночные агрегаты, применяемые в хлебопекарных печах, подразделяются на механические форсунки низкого давления (до 1 МПа) и механические форсунки высокого давления (1—2,5 МПа). Форсунки низкого давления предназначены для сжигания маловязких марок жидкого топлива и имеют производительность до 10—11 кг/ч (форсунки АФ-65, конструкции Стальпроекта и пр.).

Форсунки высокого давления могут быть использованы для сжигания любого топлива вязкостью не выше 45—50° ВУ при соответствующем подогреве и имеют весьма широкий диапазон производительности (до 100 кг/ч).

Подача и напор насоса для данного вида топлива и конструкции распылительного устройства связаны однозначной зависимостью: уменьшение напора приводит к соответствующему повышению подачи; но эта зависимость имеет вполне определенные границы применимости, определяемые конструкцией самого насоса и распылительного устройства.

Энергия, получаемая насосом от электродвигателя в единицу времени, представляет собой потребляемую насосом мощность, или мощность на валу насоса (N).

Часть этой энергии теряется, что обусловлено объемными и механическими потерями. Механические потери в насосе включают в себя потери на механическое трение и потери вязкого сопротивления жидкости.

В общем случае эффективность работы насоса определяется его коэффициентом полезного действия, равным:

$$\eta = N_{\text{п}}/N = \eta_0\eta_{\text{м}}, \quad (39)$$

где $N_{\text{п}}$ — полезная мощность насоса, кВт; N — потребляемая мощность, кВт; $\eta_{\text{м}}$ — механический КПД насоса, %.

Полезная мощность насоса представляет собой приращение энергии жидкости в единицу времени:

$$N_{\text{п}} = Q\rho/36. \quad (40)$$

Для современных типов шестеренных насосов $\eta = 50\text{—}55\%$.

Вакуумметрическая высота всасывания равна

$$H_{\text{вак}} = (p_{\text{а}} - p_{\text{вх}})/\rho, \quad (41)$$

где ρ — плотность нагнетаемого топлива, кг/м³; $p_{\text{а}}$ — атмосферное давление, МПа.

Атмосферное давление неодинаково в различных пунктах земной поверхности и зависит от высоты расположения этих пунктов над уровнем моря и местных метеорологических условий.

Величина $H_{\text{вак}}$ определяет условия всасывания насоса и является одной из важнейших характеристик системы подачи топлива к форсункам.

Для нормальной работы насоса форсуночного устройства необходимо, чтобы минимальное абсолютное давление $p_{\text{б мин}}$ потока жидкости в области всасывающей полости (камеры) было больше давления $p_{\text{т}}$ насыщенных паров перекачиваемого топлива, т. е. $p_{\text{б мин}} > p_{\text{т}}$.

Если это условие не соблюдено, то жидкость в местах возникновения минимального давления вскипает в насосе (а также, при определенных условиях, и в распылительном сопле) — начинается кавитация. Возникшие в потоке пузырьки пара увлекаются им и попадают в зону более высокого давления, где они конденсируются. Конденсация происходит мгновенно, и окружающая жидкость устремляется в образующие пустоты, вызывая местный гидравлический удар. Наличие газовых составля-

ющих в жидкости (при ее нагреве) ускоряет наступление кавитации.

Местная кавитация проявляется внешне в форме характерного шума, вызываемого гидравлическими ударами, и приводит к местному разрушению материала. При дальнейшем росте и распространении кавитации нарушается сплошность потока, резко падает подача, вплоть до полного отказа работы насоса.

Чем выше давление (упругость) паров перекачиваемой жидкости, тем больше вероятность возникновения кавитации, особенно при работе на маловязких марках топлива типа дизельного, керосина, бытового и пр.

Механические форсунки с давлением нагнетания топлива до 1—1,1 МПа выпускаются в комплекте с шестеренными насосами, имеющими одну пару шестерен (одноступенчатые) и внешнее зацепление. Простейший насос такого типа изображен на рис. 31, а. Он состоит из ведущей 1 и ведомой 3 шестерен, помещенных в плотно обхватывающей их корпус 4. При вращении шестерен по направлению стрелок топливо, заполняющее впадины зубцов, переносится из полости всасывания 5 в полость нагнетания 2. В полости всасывания зубья выходят из зацепления, а в полости нагнетания — входят в зацепление. Такие насосы используются в форсунках АФ-65, а также в системах топливоподготовки и подачи

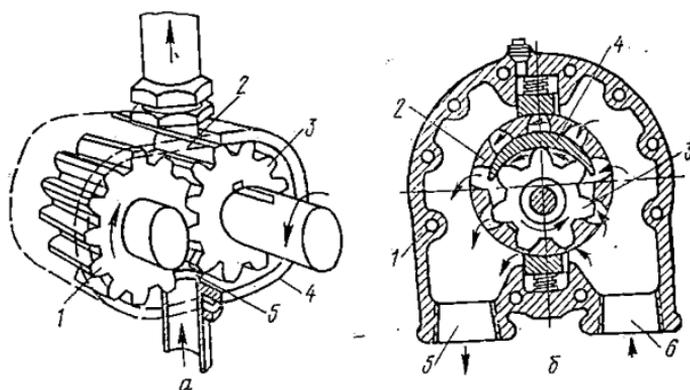


Рис. 31. Схема одноступенчатого шестеренного насоса с внешним (а) и внутренним (б) зацеплением:

а: 1 — ведущая шестерня; 2 — полость нагнетания; 3 — ведомая шестерня; 4 — корпус; 5 — полость всасывания
 б: 1 — корпус; 2 — ведущая шестерня; 3 — ведомая шестерня; 4 — уплотняющий элемент; 5 — камера нагнетания; 6 — камера всасывания

топлива к тепловым агрегатам (печи, паровые котлы, сушилки и пр.). Насосы аналогичного типа используются и в некоторых форсунках ротационного типа (к примеру, Р-2 и др.).

Основным достоинством одноступенчатых насосов с внешним зацеплением является простота изготовления и относительно невысокие требования к качеству очистки нагнетаемого топлива.

В механических форсунках высокого давления используются двухступенчатые насосы с внутренним зацеплением шестерен. Основными преимуществами насосов такого типа по сравнению с одноступенчатыми являются возможность создания более высокого напора топлива (в ряде случаев до 3—3,5 МПа), меньшие габаритные размеры и меньшая степень износа рабочих органов, а также более высокий КПД вследствие снижения объемных потерь из-за утечек топлива.

На рис. 31, б показана схема насоса с внутренним зацеплением шестерен. В корпусе 1, состоящем из двух крышек и кольца, которые соединены при помощи шпилек, помещена ведущая шестерня 2, изготовленная на одном валу с приводным электродвигателем (в ряде случаев соединение валов приводной шестерни и электродвигателя осуществляется при помощи эластичной муфты). К внешней поверхности приводной шестерни прижимаются пружинами два уплотняющих элемента.

К внутренней поверхности ведущей шестерни и к зубцам ведомой шестерни 3 пригнан серповидный уплотняющий элемент 4. Все три уплотняющих элемента служат для отделения камеры нагнетания 5 от камеры всасывания 6. Для предотвращения повышения давления в нагнетательной камере 5 насос снабжен дополнительным предохранительно-перепускным шаровым пружинным клапаном.

Двухступенчатый насос представляет собой последовательно соединенные (по рис. 31, а) насосы, собранные в одном корпусе. Нагнетательная камера предыдущей ступени служит всасывающей камерой для последующей ступени. Такие типы насосов широко используются в зарубежных конструкциях механических форсунок различных фирм, в которых наибольшее применение нашли насосы фирмы «Шунstrand» (ФРГ), принципиальная схема компоновки которого в форсунке представлена на рис. 32, а, расходная характеристика — на рис. 33.

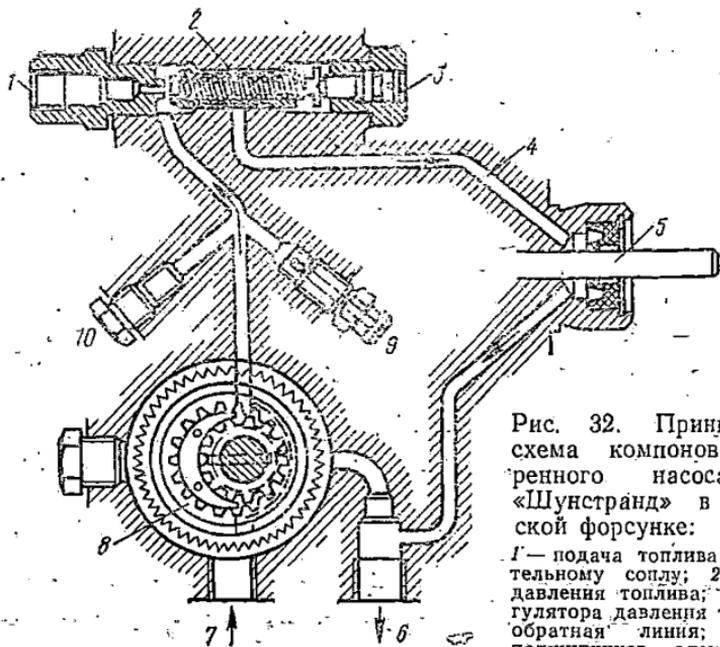


Рис. 32. Принципиальная схема компоновки шестеренного насоса фирмы «Шунstrand» в механической форсунке:

1 — подача топлива к распылительному соплу; 2 — регулятор давления топлива; 3 — винт регулятора давления топлива; 4 — обратная линия; 5 — смазка подшипников электродвигателя привода насоса; 6 — слив топлива в расходный бак; 7 — вход в насос; 8 — двухступенчатый насос с внутренним зацеплением; 9 — предохранительный клапан; 10 — заглушка

лива в расходный бак; 7 — вход в насос; 8 — двухступенчатый насос с внутренним зацеплением; 9 — предохранительный клапан; 10 — заглушка

Для изготовления отечественных топливных шестеренных насосов используют следующие материалы: серый чугун марки СЧ 18—36, СЧ 21—40 и СЧ 32—52, алюминиевые сплавы и реже бронзовое и стальное литье.

Валы шестеренных насосов в зависимости от параметров и условий работы изготавливают либо из простых конструкционных сталей 40 или 45, либо из легированных сталей 20Х, 40Х, 12ХН4, 12ХНВА, 1ХХНВА и др. Для шестерен насосов, работающих при давлении до 3,5 МПа, применяют стали 40 или 45. Шестерни и валы подвергают термообработке.

После сборки насоса его приводной вал должен свободно проворачиваться от руки без признаков заклини-

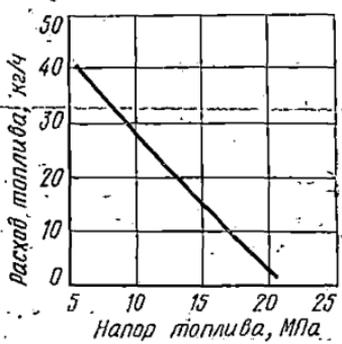


Рис. 33. Расходная характеристика насоса фирмы «Шунstrand» (вязкость топлива 6 сСт, плотность 0,85 т/м³)

вания. Биение внешнего конца приводного вала допускается в размере не более 0,05 мм.

При монтаже насоса на корпусе форсунки (или на отдельной плите) необходимо выдерживать соосность валов привода и насоса (радиальное смещение не должно превышать 0,1—0,2 мм) и не допускать их перекоса (величина перекоса не более 1°). Нарушение соосности может быстро вывести насос из строя. Соединительная муфта не должна иметь дисбаланса.

При эксплуатации шестеренных насосов механических форсунок хлебопекарных печей следует руководствоваться следующими положениями:

при работе на топливе средней и высокой вязкости (моторное топливо, малосернистые мазуты и пр.) максимальное давление нагнетания не должно превышать для одноступенчатых насосов 1,0—1,2 МПа и для двухступенчатых насосов с внутренним зацеплением 2,1—2,5 МПа;

при использовании маловязкого топлива (дизельное, бытовое, керосин и пр.) максимальное давление топлива не должно превышать соответственно 0,8—0,9 и 1,5—1,6 МПа;

применение топлива средней и высокой вязкости требует подключения насосов к системам топливоотдачи по рециркуляционной схеме (см. главу 4); желательно предусмотреть подогрев наружного корпуса насоса (насосы типа ШГ);

при работе на всех марках жидкого топлива перед насосами устанавливать фильтры грубой и тонкой очистки;

эксплуатация насосов без подачи топлива не разрешается;

разборка насосов допускается только в крайних случаях и должна производиться высококвалифицированным персоналом.

Выполнение этих рекомендаций, а также требований, изложенных в соответствующей технической документации, позволит повысить надежность и срок эксплуатации насосов, а также обеспечить качественное распыливание топлива.

Распылительные сопла

Другим важным элементом механических форсунок является распылительное сопло, конструкция ко-

торого для различных типов форсунок была рассмотрена выше.

Основное назначение распылительного сопла — обеспечить качественное распыливание топлива с получением необходимой дисперсности распыленных частичек и угла распыливания исходя из заданного часового расхода топлива и его вязкостных характеристик. Зависимость между этими параметрами для механических форсунок имеет весьма сложный характер и до настоящего времени не разработана методика их расчета. Имеющиеся экспериментальные данные [8, 10, 57] относятся к определенному типу механических форсунок и не могут быть распространены на форсунки с иными конструктивными характеристиками.

При выборе типа и конструкции распылительного сопла исходными параметрами являются часовая производительность форсунки (номинальная, минимальная и максимальная), давление распыливаемого топлива и его вязкостные характеристики. Номинальная, максимальная и минимальная производительности форсунок определяются исходя из необходимой тепловой нагрузки на топочное устройство, которая в свою очередь зависит от часовой производительности печи, количества топочных устройств, схемы автоматического регулирования температурного режима процесса выпечки и ассортимента выпекаемой продукции. Давление распыливаемого топлива определяется его вязкостью, типом установленного шестеренного насоса и температурой подогрева топлива перед распыливанием; оно должно быть равно 1—2,5 МПа.

Искомыми параметрами являются расходные характеристики распылительного сопла и его геометрические размеры. Последние могут быть определены с достаточной степенью точности по методике Г. А. Абрамовича [8], основанной на истечении несжимаемой жидкости.

Для облегчения определения расхода топлива через форсунку и размеров выходных сечений распылительного сопла можно использовать табл. 19, составленную для топлива, имеющего плотность 0,95—0,96 т/м³ и вязкость 5—6 сСт.

Диаметр выходного сечения распылительного сопла (в мм) можно определить из следующей формулы:

ЧАСОВАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ФОРСУНКИ (в кг/ч)
ПРИ ПЛОЩАДИ ВЫХОДНОГО ОТВЕРСТИЯ СОПЛА 1 мм²

Перепад давления, МПа	Коэффициент расхода форсунки μ					
	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6
0,05	7,1	8,9	10,7	14,2	17,8	21,3
0,1	10,0	12,5	15,0	20,0	25,0	30,0
0,5	22,4	28,0	33,6	44,8	56,5	67,2
1,0	31,6	39,5	47,3	63,2	79,0	94,6
1,2	34,6	43,2	52,0	69,2	86,4	104,0
1,5	38,7	48,5	58,0	77,4	96,5	116,0
2,0	44,7	56,0	67,0	89,4	112,0	134,0
3,0	54,8	68,5	82,0	109,6	137,0	164,0

$$d_0 = 19,4 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{B}{\mu \sqrt{\rho p}}} \quad (42)$$

где B — производительность форсунки, кг/ч; μ — коэффициент расхода топлива; p — перепад давлений на сопле (или давление топлива перед распылительным соплом), МПа; ρ — плотность топлива, кг/м³.

Для различного типа форсунок на основании большого количества экспериментального материала коэффициент расхода топлива $\mu = 0,2-0,7$. Для механических форсунок, применяемых в хлебопекарных печах, этот коэффициент может быть принят равным 0,2—0,4. Расхождение в определении величины μ зависит не только от вязкости топлива и конструкции распылительного сопла, но и от сопротивлений в каналах форсунки до выхода топлива из сопла.

Эффективность сжигания жидкого топлива механическими форсунками в преобладающей степени определяется выбором конструкции распылительного сопла и его геометрическими и расходными характеристиками.

Анализ конструкций отечественных и зарубежных форсунок, применяемых на хлебопекарных печах различного типа, показывает, что они различаются в основном условиями ввода топлива в камеру закручивания, а иногда ее размерами, и конструктивным оформлением тангенциальных каналов. У ряда форсунок сечения входных каналов отличаются от круга (выполнены щелевидными, коническими и т. д.), а направление каналов отклоняется от тангенциального к камере закручивания и от нормального к оси сопла.

Во всех конструкциях рассмотренных механических (центробежных) форсунок схема движения топлива аналогична схеме, представленной на рис. 34.

Расходные и геометрические характеристики механических форсунок, конструкция которых соответствует схеме, представленной на рис. 34, можно определить из следующих уравнений:

$$B = 3,6 \cdot 10^3 \mu \pi r_0^2 \sqrt{2\rho p}, \quad (43)$$

коэффициент расхода топлива

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{A_0^2}{1-\varphi} + \frac{1}{\varphi^2}}}, \quad (44)$$

эквивалентная действительная характеристика распылительного сопла, определяемая конструктивными параметрами, коэффициентами трения, способом ввода в камеру завихрения и физико-химическими характеристиками топлива

$$A_0 = \frac{A}{\mu_{\text{вх}} \left(1 + \frac{1,05}{\text{Re}_{\text{вх}}^{0,3}} \right) \left(\frac{\Pi^2 - A}{\mu_{\text{вх}}} \right)}, \quad (45)$$

угол факела

$$\text{tg } \alpha = \frac{2\varphi(1-\varphi)}{\sqrt{\frac{\varphi^3}{2}(1+\sqrt{1-\varphi})}}, \quad (46)$$

где r_0 — внутренний радиус сопла, мм;

$\varphi = 1 - \frac{r_m^2}{r_0^2}$ — коэффициент живого сечения сопла;

r_m — радиус воздушного вихря, определяемый конусом распада пелены топлива на срезе сопла, мм;

$A = \frac{\pi R_{\text{вх}} r_0}{n f_{\text{вх}}}$ — геометрическая характеристика сопла;

$\mu_{\text{вх}}$ — коэффициент расхода входных каналов;

$\text{Re}_{\text{вх}}$ — число Рейнольдса, отнесенное к скорости потока во входных каналах;

$R_{\text{вх}}$ — среднее расстояние от входных каналов до оси форсунки, мм;

$\Pi = \frac{R_{\text{вх}} \sqrt{\pi}}{n f_{\text{вх}}}$ — параметр входных каналов;

n — число входных каналов в камере завихрения;

$f_{\text{вх}}$ — живое сечение одного канала, мм².

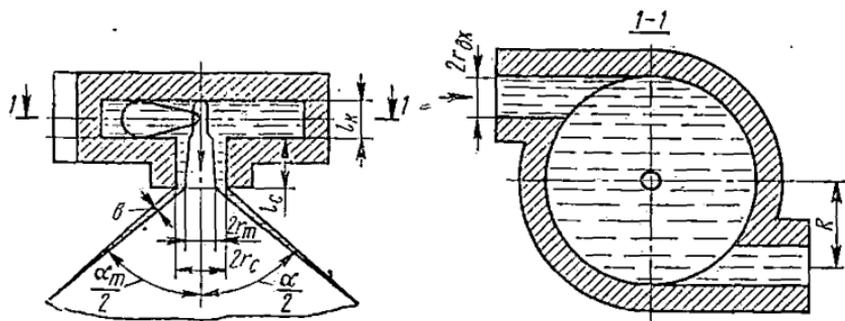


Рис. 34. Схема движения топлива в распылительном устройстве центробежной форсунки

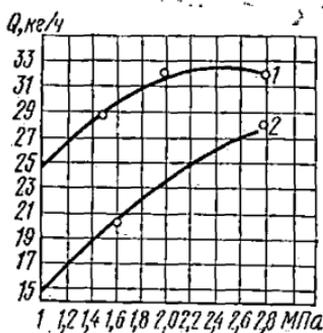


Рис. 35. Расходная характеристика шестеренного насоса форсунки ДМА-30 с регулируемым обратным сливом:

1 — расход топлива на распыливание; 2 — расход топлива на слив

Представленные уравнения могут быть использованы при разработке новых конструкций распылительных сопел механических форсунок. Для эксплуатационного персонала хлебопекарных предприятий наибольший интерес представляет пересчет геометрических и расходных характеристик при изменении физико-химических характеристик топлива, т. е. при переходе с одной марки жидкого топлива на другую.

При постоянных геометрических размерах сопла и перепаде давления производительность форсунки по уравнению (43) определяется коэффи-

циентом расхода топлива и плотностью сжигаемого топлива ρ . Как следует из уравнения (44), величина μ является функцией коэффициента живого сечения сопла ϕ , конструктивных размеров самого сопла и камеры завихрения, способа закрутки потока топлива, коэффициентов трения и вязкости распыливаемого топлива.

Влияние вязкости топлива на расходные характеристики форсунки рассмотрено в работах [8, 24]. При повышении вязкости топлива число Рейнольдса $Re_{вх}$ уменьшается, а коэффициент трения увеличивается, что при неизменном перепаде давления на сопле приводит

к росту расхода топлива через сопла и уменьшению угла факела [8]. По мере повышения давления влияние вязкости на угол распыливания и коэффициент расхода форсунки уменьшается [52].

При заданной вязкости и неизменном числе $Re_{вх}$ потери на трение и коэффициент расхода топлива форсунки будут тем значительнее, чем больше размеры камеры завихрения (длиннее путь частиц топлива от входного сечения до сопла).

В работе [8] отмечено, что в механической форсунке величина μ зависит от размера сопла, давления и вязкости распыливаемой жидкости, при этом значительное влияние (10—20%) на расходные характеристики оказывает точность и чистота изготовления форсунок и особенно камеры завихрения, отверстия сопла и тангенциальных канавок. Также отмечено, что при переходе на более вязкое топливо (к примеру, с керосина на мазуты) производительность увеличивается в среднем на 20%.

Влияние вязкости сжигаемого топлива на гидравлические (расходные) характеристики механических форсунок, применяемых в хлебопекарных печах, было отмечено и в работах НПО «Хлебпром» [20—22].

Для эффективного перевода хлебопекарных печей с одного вида топлива на другой (к примеру, с моторного на бытовое или дизельное, или наоборот) при сохранении производительности печей и качества распыливания и сжигания топлива необходимо пересчитать основные характеристики распылительного сопла и на основании полученных геометрических размеров внести соответствующие изменения в конструкции сопла. Для этого используется методика, разработанная в НПО «Хлебпром», приведенная ниже.

Из анализа уравнений (43)—(45) следует, что при изменении физико-химических характеристик сжигаемого топлива при $r_0 = \text{const}$ и $p = \text{const}$ наблюдается следующее соотношение

$$\frac{B_1}{B_2} = \frac{\mu_1 \sqrt{\rho_1}}{\mu_2 \sqrt{\rho_2}}, \quad (47)$$

где B_1 и B_2 — часовые производительность форсунки соответственно при плотности топлива ρ_1 и ρ_2 , кг/ч;
 μ_1 и μ_2 — коэффициенты расхода топлива форсунок соответственно при плотности топлива ρ_1 и ρ_2 .

С учетом изменения механического КПД шестеренного насоса форсунки вследствие изменения вязкости топлива уравнение (47) можно записать в следующем виде:

$$Q_1 = \eta_v \eta_\rho \eta_0 Q_2, \quad (48)$$

где $\eta_v = \frac{\mu_1}{\mu_2}$ — коэффициент изменения производительности вследствие изменения гидравлических характеристик сопла;

$\eta_\rho = \frac{\rho_1}{\rho_2}$ — коэффициент изменения производительности вследствие изменения плотности топлива.

Из анализа уравнений (43) — (47) следует, что

$$\eta_v = f(v, \mu, n, b_{вх}, h_{вх} \dots) \quad (49)$$

Численное определение этого коэффициента весьма сложно и практически не осуществимо, для его определения целесообразно проводить испытания форсунок при различных режимных параметрах их работы.

В первом приближении коэффициент η_v можно определить с точностью 10—20%, что недостаточно для расчета геометрических размеров распылительного сопла. Следует отметить, что при изменении коэффициентов η_v или μ необходимо изменить не только геометрические размеры самого сопла, но и завихрителя.

Для различных марок жидкого топлива, используемых в хлебопекарных печах, $\eta_\rho = 0,93—0,96$. В соответствии с ранее изложенным $\eta_0 = 0,5—0,75$, причем для двухступенчатых насосов $\eta_0 = 0,97—0,98$ (для случая незначительного износа рабочих органов). Таким образом

$$\left. \begin{aligned} V_{\max} &= 0,95 \eta_v V_{\text{ном}}, \\ V_{\min} &= 0,88 \eta_v V_{\text{ном}}. \end{aligned} \right\} \quad (50)$$

Для определения оптимальных гидравлических характеристик распылительных сопел в случае изменения физико-химических параметров сжигаемого топлива в качестве основной характеристики примем параметр μr_0^2 , который можно определить из уравнения (43). Этот параметр определяет гидравлические и геометрические характеристики распылительных сопел механических форсунок.

При выпечке основного ассортимента хлебобулочных изделий в современных тоннельных печах с нефтегазо-

вым обогревом типа БН, ПХС, «Минел» и пр. среднечасовой расход жидкого топлива составляет 19—27 кг/ч. Учитывая, что механические форсунки имеют небольшой диапазон изменения производительности, равный корню квадратному из отношения максимального и минимального напора топлива, можно выделить три основных интервала по расходу топлива: 19—22, 22—25 и 25—27 кг/ч, обеспечивающих нормативную производительность печи. Для каждого из указанных интервалов необходимо определить гидравлическую характеристику μr_0^2 , соответствующую вязкости сжигаемого топлива. Используя уравнения (43), (44), (50) для топлива, имеющего вязкость от 2 до 40 сСт (бытовое, дизельное и моторное топливо), получим минимальные и максимальные значения характеристики μr_0^2 (табл. 20).

Таблица 20

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МЕХАНИЧЕСКИХ
ФОРСУНОК, $(\mu r_0^2) \cdot 10^4$

Часовой расход топлива, кг/ч	Давление топлива, МПа.		
	1,0	1,5	2,0
19—22	0,131—0,152	0,107—0,124	0,0905—0,104
22—25	0,152—0,173	0,124—0,141	0,104—0,119
27—29	0,173—0,186	0,141—0,153	0,119—0,128

К полученным значениям характеристики μr_0^2 необходимо ввести следующее дополнительное ограничение

$$\mu r_0^2 \geq n f_{\text{вх}} \geq n b_{\text{вх}} h_{\text{вх}}, \quad (51)$$

обусловленное необходимостью сохранения пропускной способности всех проходных сечений распылительных сопел, т. е. характеризующее соотношение между живыми сечениями отверстия сопла и тангенциальных канавок завихрителя. Число канавок обычно для производительности до 1000 кг/ч принимают равным 3 или 4.

Максимальное значение μr_0^2 , приведенное в табл. 20, относится к топливу с вязкостью не более 2—5 сСт (бытовое или дизельное), минимальное значение — к моторному, имеющему вязкость 35—40 сСт.

Последовательное совместное решение уравнений (47) и (49) с учетом ограничения (51) методом последовательного приближения позволяет установить следующие геометрические характеристики распылительного сопла в зависимости от марки сжигаемого жидкого топлива:

бытовое топливо		
при расходе 19—22 кг/ч	$2r_0=0,45$ мм; 0,55 мм;	$b_{вх}=0,40$ мм; $h_{вх}=0,45$;
при расходе 22—25 кг/ч	$2r_0=0,50$ мм; 0,55 мм;	$b_{вх}=0,40$ мм; $h_{вх}=0,45$;
при расходе 25—27 кг/ч	$2r_0=0,55$ мм; 0,60 мм.	$b_{вх}=0,40$ мм; $h_{вх}=0,50$;
моторное топливо		
при расходе 19—22 кг/ч	$2r_0=0,40$ мм; 0,45 мм;	$b_{вх}=0,35$ мм; $h_{вх}=0,40$;
при расходе 22—25 кг/ч	$2r_0=0,45$ мм; 0,45 мм;	$b_{вх}=0,35$ мм; $h_{вх}=0,40$;
при расходе 25—27 кг/ч	$2r_0=0,48$ мм; 0,48 мм.	$b_{вх}=0,40$ мм; $h_{вх}=0,45$;

При изготовлении распылительных сопел необходимо обеспечить тангенциальность канавок завихрителя и достаточно высокую степень обработки всех внутренних поверхностей сопла. Необходимо также выдержать соосность распылительного сопла и завихрителя, что может быть достигнуто нарезанием резьбы М10×0,75 кл. 3 на корпусе сопла и сверлением расчетного внутреннего отверстия сопла радиусом r_0 с одного «установа».

Внутренний конус сопла (имеющий угол $115^\circ \pm 15^\circ$) и наружный конус завихрителя должны иметь одну общую сопрягаемую поверхность (зазоры между ними не допускаются) и хорошо притерты.

Внутреннее отверстие сопла должно быть строго цилиндрическим, с достаточно ровной поверхностью. Предпочтительно электроискровое сверление, в случае его отсутствия — на прецизионном сверлильном станке при частоте вращения не менее 3000—5000 об/мин.

При изготовлении завихрителя необходимо обеспечить равномерное распределение канавок и их размеры $b_{вх}$ и $h_{вх}$.

С целью повысить срок службы завихрителя и сопла для их изготовления рекомендуется использовать стали марки ХВГ, ХЗ, Х4, ЗХВ. Всесоюзным теплотехническим институтом разработан железохромельялюмельевый сплав

марки Х23Ю3П, который обладает повышенными износоустойчивыми, антикоррозионными и жаропрочными свойствами. В случае отсутствия указанных выше материалов можно применять стали марки 12ХМ или 1Х18Н9Т, но при этом возможно сокращение длительности работы сопла вследствие более интенсивного износа его отверстия, а также проходных канавок завихрителя.

Для того, чтобы предупредить коксование распылительного сопла при отсутствии подачи топлива в связи с кратковременными остановами форсунок рекомендуется подачу первичного воздуха не прекращать, а при длительных остановах — обеспечить установку форсунок на выдвижных салазках, аналогичных применяемым в форсунках системы «УниTERM» фирмы «ЦЭР» (ФРЮ). Наиболее успешно коксование сопла может быть устранено при установке после насоса быстро закрывающегося электромагнитного клапана, срабатывающего при отключении подачи топлива к насосу.

Выше было отмечено, что в течение определенного периода эксплуатации форсуночных агрегатов распылительное сопло и рабочие органы шестеренных насосов изнашиваются, что приводит к снижению напора топлива. В результате снижается качество распыливания и сгорания топлива, а производительность форсунки изменяется незначительно.

С целью увеличить давление топлива можно рекомендовать установку игольчатого клапана на обратной линии (при рециркуляционной схеме подачи топлива) после насоса. Проведенные исследования и промышленные испытания показали, что установка этого клапана позволяет повысить давление топлива до рекомендуемого для данного типа форсуночного устройства и обеспечить эффективность и надежное сжигание топлива.

Зависимость расхода топлива от его напора при повышении последнего путем прикрытия (частичного) игольчатого клапана представлена на рис. 35. Эксперименты проводили на сопле с внутренним диаметром 0,45 мм и размерами тангенциальных канавок 0,4 × 0,55 мм при сжигании бытового топлива.

Из представленной зависимости следует, что при поджатии слива производительность увеличивается с 25 кг/ч при давлении 1 МПа до 32 кг/ч при давлении 2,4 МПа, после чего производительность снижается. Это объясняется тем, что при увеличении перепада давления

на сопле повышается его гидравлическое сопротивление, снижается характеристика μg_0^2 и производительность. При этом количество топлива, идущего на слив через обратную линию, постоянно увеличивается, и с повышением давления общее количество топлива, поступающего на слив и распыливание, растет (см. рис. 35).

Предлагаемый способ повышения эффективности распыливания и сжигания топлива на форсунке ДМА-30 фирмы «Тиссен» (ФРГ) был проверен в производственных условиях на печах БН-25 Даугавпилсского хлебокомбината.

Вентиляторы

Дутьевые вентиляторы предназначены для подачи определенного количества воздуха, необходимого для полного сгорания заданного количества топлива при соответствующих оптимальных значениях коэффициента избытка воздуха (1,05—1,15), и устанавливаются либо непосредственно на одном валу с шестеренными насосами, либо отдельно и соединяются с форсункой при помощи воздухопроводов. Снабжение форсунок дутьевым воздухом может быть индивидуальным или централизованным (на несколько форсунок — один вентилятор). Наиболее удобна в эксплуатации первая схема, реализованная практически во всех отечественных и зарубежных форсунках.

В зависимости от способа распыливания топлива применяемые в хлебопекарной промышленности форсуночные устройства комплектуются дутьевыми вентиляторами низкого или среднего давления.

При механическом распыливании топлива устанавливаются вентиляторы низкого давления, имеющие напор не более 200—300 Па, который обеспечивает необходимую подачу воздуха; он численно равен аэродинамическим потерям в воздушном регистре форсунки. Как правило, в механических форсунках шестеренные насосы и воздушный вентилятор устанавливаются на одном валу и имеют общий привод от одного электродвигателя, что позволяет создать более компактную конструкцию форсунки. В этом случае частота вращения ротора вентилятора определяется необходимой скоростью вращения рабочих органов насоса, обычно она равна 1400 или 2900 об/мин.

Максимальная производительность дутьевого вентилятора определяется по наибольшим расходам топлива с учетом принятого номинального значения коэффициента избытка воздуха топочных газов. В механических форсунках весь дутьевой воздух, подаваемый вентилятором, является первичным и поступает к распылительному соплу через воздушный регистр форсунки.

В общем случае максимальная производительность (в м³/ч) дутьевого вентилятора механических форсунок равна

$$V = \alpha_T V_0 B_{\max}, \quad (52)$$

где α_T — номинальный коэффициент избытка воздуха (1,05÷1,15); V_0 — теоретический объем воздуха, м³/кг; B_{\max} — максимальный расход топлива, кг/ч.

При работе форсунки на меньших расходах топлива подачу дутьевого воздуха уменьшают посредством дросселирования (установки шиберов или заслонки) на всасывающей трубке вентилятора.

В форсунках с воздушным распыливанием топлива или комбинированным распыливанием (пневмомеханические, с газификацией топлива и пр.) устанавливаются вентиляторы среднего давления, развивающие напор первичного дутьевого воздуха от 2 до 10 кПа. При этом часть воздуха, являющаяся первичным воздухом, подается через регистр форсунки непосредственно к корню факела и предназначена для распыливания топливной струи. Остальная часть воздуха, являющаяся вторичным, поступает к периферийным участкам факела либо благодаря инжекции (при наличии в топочной камере разрежения), либо вследствие установки второго (дополнительного) воздушного вентилятора низкого давления. В ряде конструкций весь воздух, нагнетаемый вентилятором, делится на два потока — первичный и вторичный. Во всех типах форсунок общий расход первичного и вторичного дутьевого воздуха определяется по уравнению (52). Соотношение между количеством первичного и вторичного дутьевого воздуха определяется конструкцией форсунки и первичный воздух может составлять от 20 до 50% от общего количества.

В хлебопекарных печах используются форсунки малой производительности, для которых необходимо применение соответствующих дутьевых вентиляторов с основными параметрами (напор и производительность), значительно отличающимися от характеристик серийного

оборудования. К примеру, для форсунки П-126 с воздушным распыливанием топлива давлением 3—4 кПа, имеющей производительность 20—30 кг/ч, необходимый расход дутьевого воздуха равен 250—375 м³/ч. Поскольку такие малогабаритные вентиляторы серийно не изготавливаются, приходится устанавливать вентилятор высокого давления ВВД № 8, являющийся наименьшим из типовых. При частоте вращения, необходимой для создания напора 3—4 кПа (1390—1600 об/мин), и минимальной производительности 2000 м³/ч потребуется мощность электродвигателя 4,5—7 кВт. Между тем для подачи 250—375 м³/ч воздуха при напоре 3—4 кПа и КПД вентилятора 0,5 необходимая мощность составляет около 0,5—0,7 кВт. Явное несоответствие между необходимым и устанавливаемым оборудованием и вызываемый этим чрезвычайно низкий коэффициент использования оборудования, а следовательно, малая его экономичность, ставят задачи по созданию индивидуальных комплектующих элементов форсунок. Такое решение вопроса в ряде случаев приводит к тому, что применяемые форсуночные устройства имеют комплектующее оборудование (в основном дутьевые вентиляторы) несерийного изготовления, по качеству изготовления и экономическим показателям значительно отличающееся от серийного оборудования аналогичного назначения.

Для эффективного сжигания жидкого топлива в хлебопекарных печах к применяемым вентиляторам предъявляются следующие основные требования:

производительность и напор вентилятора должны соответствовать оптимальным значениям, обеспечивающим возможность качественного распыливания и сжигания топлива во всем диапазоне производительности форсунки;

производительность вентилятора необходимо устанавливать исходя из результатов газового анализа на полноту сжигания топлива при установленных для данного типа печи коэффициентах избытка воздуха топочных газов;

живое сечение всасывающего патрубка вентилятора или воздуховода от последнего к форсунке должно быть определено по экономичной скорости движения воздуха, которая для механических форсунок равна 10—15 м/с и для форсунок с комбинированным распыливанием топлива 15—20 м/с;

живое сечение нагнетательного (напорного) патрубка вентилятора или воздушного регистра механической форсунки должно обеспечить минимальную скорость поступления воздуха в топочную камеру, равную 6—7 м/с. Для ее создания разрежение в топке должно быть равно 40—60 Па. Ввиду больших подсосов воздуха и динамического напора горящего факела такое разрежение в топке хлебопекарной печи при небольших диаметрах камеры сгорания часто неприемлемо, поэтому целесообразно на напорном патрубке вентилятора устанавливать воздушные регистры с поворотными винтовыми лопатками, способствующими завихрению поступающего в топку воздушного потока и улучшению процесса смешения топлива и воздуха;

для форсунок с воздушным распыливанием топлива скорость воздушного потока должна быть равна 25—40 м/с и определяться необходимым напором воздуха;

регулировать производительность и напор вентиляторов следует только на основании режимных характеристик форсунок; такие характеристики должны быть построены при выполнении наладочных работ по каждой форсунке и приложены к режимной карте работы данной печи;

при установке вентиляторов и монтаже форсунок необходимо выполнять следующее:

проверять соответствие полученных вентиляторов и электродвигателей требованиям рабочей документации и технических условий;

проверять направление вращения ротора, его балансировку, обеспечение требуемых зазоров между ротором и корпусом вентилятора, состояние подшипников и прочность в соединении;

валы вентиляторов и насосов, имеющих общий привод от электродвигателя, должны быть строго соосны и соединительная муфта должна обеспечить максимально возможные нагрузки, возникающие в период пуска вентилятора.

Вспомогательное оборудование

Электромагнитные вентили, фильтры грубой и тонкой очистки, запальные устройства и прочее вспомогательное оборудование должно обеспечивать выполнение

ние всех необходимых операций, гарантирующих нормальную работу форсунки во всем диапазоне изменения ее производительности.

Каждая механическая форсунка должна иметь два фильтра — тонкой и грубой очистки топлива (кроме фильтра, установленного непосредственно в распылительном сопле некоторых типов форсунок). Для воздушных и комбинированных форсунок, имеющих проходное сечение отверстия распылительного сопла диаметром 3—4 мм, допускается установка только одного фильтра грубой очистки.

Установка запального устройства должна строго соответствовать технической документации для данного типа форсунок. Для легких марок жидкого топлива (дизельное, бытовое, керосин и пр.) и моторного топлива рекомендуется использовать электроискровой метод розжига факела. Известна усовершенствованная конструкция электроискрового запальника, которая позволяет снизить напряжение, подаваемое на электроды от индукционной катушки, с 10—15 до 3—4 кВ [10]. Искровой заряд здесь заменен поверхностным, возникающим между грибок, соединенным с поджигающей запальной свечой (например, типа СМ 55 АНМ), и окружающим его цилиндрическим наконечником. Перемещением наконечника можно регулировать величину кольцевого зазора, т. е. интенсивность разряда.

Для форсуночных устройств, работающих на мазутах и моторном топливе, может быть рекомендовано комбинированное электрогазовое запально-защитное устройство ЗЗУ, серийно выпускаемое таллинским заводом «Ильмарине». Оно представляет собой вспомогательную (пилотную) горелку небольшой мощности с электроискровым запалом, комплектуемую с индикаторами наличия факела.

С 1978 г. заводом «Ильмарине» начат выпуск запального устройства ЗЗУ-7 усовершенствованной модификации, в комплект которого входят запальная горелка с высоковольтным трансформатором и электромагнитными клапанами на газовой магистрали, ионизационный и фотоэлектрический индикаторы наличия факела (соответственно для наблюдения за запальным и основным факелами), а также приборы, управляющие включением вспомогательного горелочного устройства и основной форсунки.

Устройство ЗЗУ может быть установлено либо в самом корпусе форсунки, либо в специальном канале, параллельном ее оси или наклоненном к ней под некоторым углом таким образом, чтобы факел запального устройства достигал корня факела топливной форсунки. Расстояние от выходного отверстия канала до корня факела должно быть минимальным (не более 400 мм). Отличительным достоинством ЗЗУ является возможность его применения и на жидком и на газообразном топливе, а также при комбинированном их сжигании.

Отказ запального устройства или неудачное воспламенение основного факела могут привести к хлопку или взрыву при повторной попытке розжига. Взрывоопасные концентрации жидкого топлива в смеси с воздухом лежат в пределах 0,6—6,5 % (по объему), причем нижняя граница соответствует концентрации паров порядка 55 г на 1 м³ воздуха и коэффициенту избытка воздуха около 1,6, а верхняя граница находится в области богатых смесей с недостатком воздуха. Максимальное взрывное давление при хлопке горючей смеси паров жидкого топлива и воздуха достигает 0,7 МПа. Особенно велика опасность взрыва в диапазоне между температурами начала испарения и воспламенения низкокипящих фракций жидкого топлива. Запаздывание срабатывания запального устройства в камере сгорания на 30 с при работе на легких топливах (бытовое, дизельное и пр.) при температуре окружающих стенок выше 250°C вызывает хлопок с взрывным давлением до 20 кПа, при более низких температурах — 0,4 кПа.

Самовоспламенение топливно-воздушной смеси для легких топлив происходит при температуре в камере сгорания выше 500°C и для моторного топлива и мазутов — 900—1000°C.

Приведенные факты свидетельствуют о важности автоматического контроля за воспламенением топлива и наличием факела. Если воспламенения топливно-воздушной смеси не произошло или факел погас во время работы печи, повторной подаче топлива должна предшествовать вентиляция топочного устройства. Соблюдение правил техники безопасности и оборудование форсунок всеми необходимыми защитными устройствами имеют особенно важное значение для камеры сгорания хлебопекарных печей с рециркуляцией продуктов сгорания, имеющих высокие удельные тепловые напряже-

ния, так как относительно небольшие их объемы многократно увеличивают опасность взрыва.

Рекомендации по выбору типа форсунок и способа распыливания топлива

Применяемые в хлебопекарной промышленности форсунки и режимы их эксплуатации лишь частично удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям. Установленные на печах отечественные и зарубежные форсунки обладают одним или несколькими из перечисленных ниже недостатков:

низкий КПД распыливания, не превышающий 0,1% (паровые, механические центробежные и воздушные форсунки);

грубое и неравномерное распыливание (механические и низконапорные воздушные форсунки);

недостаточное смесеобразование топлива с воздухом. (форсунки с предварительной газификацией топлива, центробежные форсунки низкого давления);

неустойчивый и асимметричный факел (все типы форсунок при неправильной их регулировке и эксплуатации);

несоответствие формы и размеров факела габаритам топочной камеры (паровые форсунки в случае их применения в печах типа БН, ПХС с рециркуляцией газов);

нарушение пропорции воздух — топливо при регулировании расхода (воздушные и паровые форсунки);

снижение эффекта распыливания при регулировании расхода топлива (механические форсунки);

сложность систем автоматического регулирования теплопроизводительности и автоматизации безопасности работы (воздушные и паровые форсунки, форсунки с предварительной газификацией топлива);

отсутствие возможности одновременного сжигания жидкого топлива и газа или быстрый переход на газ (практически все форсунки, применяемые на отечественных хлебопекарных предприятиях).

Как уже отмечалось, отечественная промышленность не располагает полностью автоматизированной форсункой малой производительности (5—50 кг/ч), обеспечивающей эффективное сжигание различных марок

жидкого топлива в хлебопекарных печах различного типа.

В хлебопекарной промышленности Советского Союза наибольшее применение нашли форсунки низкого и высокого давления типа ПНГ, П-126, ОЭН и др. Сравнительная характеристика этих форсунок приведена в табл. 21. Как видно, различие между ними состоит в

Т а б л и ц а 21

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ФОРСУНОК

Характеристика	Форсунка	
	низкого давления	высокого давления
Распылитель	Вентиляторный воздух	Компрессорный воздух
Давление распылителя, кПа	3—5	Воздух: 600—800 Пар: 600—1800
Расход распылителя (воздуха), в % от всего воздуха, необходимого для горения	100	5—15
Удельный расход распылителя, кг на 1 кг топлива	—	Воздух: 0,6—0,8 Пар: 0,8—1,0
Скорость выхода распылителя из форсунки, м/с	30—90	До 300—350
Степень распыления (диаметр распыленной частички топлива), мм	До 0,05	0,1—0,2

том, что в форсунках низкого давления распылителем служит вентиляторный воздух со сравнительно низким давлением, в то время как в форсунках высокого давления — компрессорный воздух или пар.

Форсунки как высокого, так и низкого давления требуют оснащения довольно сложной системой автоматического регулирования производительности, обеспечивающей пропорциональное регулирование распылителя и топлива.

Кроме того, воздушные форсунки низкого давления комплектуются малогабаритными вентиляторами среднего давления (№ 1, 5 и 2), у нас серийно не изготавливаемыми.

Централизованное снабжение форсунок распыляющим воздухом в условиях хлебопекарных

предприятий малоперспективно и требует создания специальных воздушных магистралей и средств автоматизации распределения дутьевого воздуха к каждой форсунке (печи), что трудно осуществимо.

Опыт промышленной эксплуатации и результаты стендовых испытаний показывают, что для хлебопекарных печей современной конструкции наиболее перспективным является применение комбинированных пневмомеханических форсунок, обладающих универсальностью по применяемому топливу, широким диапазоном регулирования производительности, сравнительно небольшими размерами факела при его качественном сгорании и позволяющих автоматизировать топочные процессы сравнительно несложными средствами. Однако, как показывает опыт создания этих форсунок (форсунки МАФ-66 таллинского завода «Кооператор», опытно-конструкторские работы НПО «Хлебпром»), серьезные трудности возникают при изготовлении воздуходувок шиберного типа и роторных (пластинчатых) насосов.

Кроме того, эти форсунки предъявляют повышенные требования к степени очистки нагнетаемого и распыливаемого топлива, что не всегда выполняется в системах подготовки и подачи топлива на хлебопекарных предприятиях, а также требуют высокой степени квалификации обслуживающего персонала.

По сравнению с рассмотренными выше типами форсуночных устройств механические центробежные форсунки обладают относительно более низким качеством распыливания топлива и невысоким диапазоном регулирования производительности (см. табл. 3), зато более просты в эксплуатации и изготовлении и не требуют сложных систем автоматизации регулирования производительности.

С применением двух распылительных сопел диапазон изменения производительности может быть увеличен до 1:3, что вполне достаточно для современных печей типа БН, ПХС, ПХК и пр.

Основными элементами этих форсунок являются распылительное сопло и шестеренный насос, освоение которых в последние годы начато на машиностроительном заводе «Ильмарине» (нормали ОН-521 и ОН-522). Как уже отмечалось ранее, форсунки с механическим распыливанием топлива нашли наибольшее применение на за-

рубежных хлебопекарных предприятиях и широко используются в печах фирм «Минел», «Гостол» (Югославия), «Симер», «Полин» (Италия), «Специаль» (ГДР) и пр. Опыт промышленной эксплуатации форсуночных агрегатов фирм «Тиссен» (ФРГ) и «ЦЭР» (Югославия) в печах БН и ПХС, установленных на отечественных предприятиях, и печей ПХС, установленных на предприятиях Венгрии и Польши, показывает, что при соблюдении основных требований по эксплуатации форсунок и подготовке топлива они обеспечивают вполне эффективное сжигание топлив различной вязкости.

При использовании форсунок механического распыливания топлива центробежного типа выбор конструкции распылительного сопла оказывает значительное влияние на эффективность использования давления топлива и дисперсионные характеристики топливной струи.

Для получения топливно-воздушной смеси одного и того же качества при определенных условиях работы с изменением конструкции распылителя необходимо менять и давление подачи топлива. Чем нерациональнее используется напор топлива и чем больше сопротивление распылителя, тем выше должно быть давление топлива.

Оптимальное давление топлива в центробежных форсуночных устройствах хлебопекарных печей должно быть равно 1,5—2,5 МПа.

Результаты опытов [34] показывают, что наиболее эффективно используется давление топлива при работе центробежных форсунок с тангенциальным направлением каналов завихрителя, что реализовано в форсунках фирм «Тиссен», «Данфосс».

Для форсунок центробежного типа некоторые внутренние размеры не рассчитывают, а принимают. Так, обычно длина входных каналов составляет 1—3 их диаметра или ширины, длина камеры закручивания на 10—20% превышает диаметр входных каналов или их ширину, а длину сопла рекомендуется принимать 0,25—0,5 диаметра сопла.

Для большинства топочных устройств хлебопекарных печей угол конуса на входе в сопло (или угол распыливания факела) целесообразно принимать равным 60—90° (для камер сгорания диаметром 500 мм и выше — 120°).

При изготовлении распылительных форсунок всегда необходимо учитывать конструктивные особенности и технологические допуски. Отклонения от этих допусков могут привести к существенному различию действительных и расчетных показателей форсунки и к снижению эффективности ее работы.

Для повышения надежности и устойчивости горения при сжигании вязких марок жидкого топлива в ходе эксплуатации форсунок необходимо поддерживать постоянными вязкость топлива и давление подачи (напор). При увеличении вязкости распыливаемого топлива расход его, как было показано ранее, может увеличиваться или уменьшаться, что приводит к обогащению или обеднению топливно-воздушной смеси.

При повышении давления подачи топлива его расход через форсунку увеличивается, и смесь обогащается, что приводит к снижению коэффициента избытка воздуха топочных газов и при определенных его значениях (ниже оптимальных) может наступить режим неполного сгорания.

В процессе эксплуатации механических центробежных форсунок нередко встречается нарушение топочного режима вследствие закоксовывания форсунок. В месте контакта топлива с нагретой стенкой происходят термоокислительные процессы с образованием слоя кокса. С повышением температуры стенок интенсивность отложений смол и кокса увеличивается, соответственно утолщается слой кокса и изменяются внутренние геометрические размеры сопла и качество распыливания.

Результаты опытов ВТИ показывают, что форсунки работают устойчиво при температуре стенок распылительного сопла не выше 200°C. На уровень температуры стенок форсунки, интенсивность процесса закоксовывания сопла и его срок службы влияют глубина ввода форсунки в топочную камеру, производительность, особенность конструкции и габаритные размеры камеры, марка сжигаемого топлива и процентное содержание в нем серы, кокса и влаги, подготовка топлива (температура его подогрева, степень очистки и пр.), продолжительность нестационарных режимов работы в периоды включения и выключения форсунок, регулировка подачи первичного воздуха и многое другое.

Достижение определенной стабильности топочных процессов также связано с условиями эксплуатации фор-

сунок. Несмотря на фильтрование топлива, механические примеси все же попадают в топливную арматуру, в том числе в распылительное сопло и насос, вызывая их интенсивный износ. Это изменяет геометрические размеры распылительного сопла и рабочих органов насосов, нормальную работу всей форсунки и срок ее эксплуатации. Абразивный износ внутренних поверхностей форсуночных устройств, особенно сопла, приводит к изменению формы топливного факела, увеличению расхода топлива и укрупнению частиц распыленного топлива, что снижает эффективность топочных процессов.

Поэтому очень важно систематически следить за качеством фильтрации топлива и состоянием фильтров.

Для повышения надежности работы форсуночных устройств и эффективности топочных процессов необходимо строго соблюдать основные инструкции по монтажу, пуску и эксплуатации форсунок (особенно форсунок, работающих на вязком топливе). Так, независимо от типа форсунки и условий ее работы важно, чтобы с вводом форсунки в топку она немедленно включалась в работу. При уменьшении подачи топлива вследствие закоксовывания или засорения сопла температура его стенок быстро повышается, а это приводит к более ускоренному закоксовыванию. Во избежание этого надо систематически проверять качество распыливания и характер факела.

При наличии около корня факела темных полос, скоплений капель и разрывов топливной струи необходимо заменить форсунку, проверить состояние топливных фильтров, давление топлива и воздуха, а также степень подогрева топлива.

Все форсуночные устройства не реже одного раза в неделю должны демонтироваться для чистки и проверки. Особенно важно это выполнять при сжигании моторного топлива и мазутов. Кроме того, подготовляемые к установке форсунки необходимо проверять на стенде.

При этом следует обращать особое внимание на отсутствие течи, достижение необходимой производительности, максимальное и минимальное давление, величину угла факела, качество распыливания и симметрию факела.

Глава 3. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОВЫЕ РЕЖИМЫ ПЕЧЕЙ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

В топочном устройстве печи с рециркуляцией продуктов сгорания происходит сложный комплекс тепло- и массообменных, аэродинамических и физико-химических процессов, определяющих в конечном итоге температуру поверхности его стенок, температуру продуктов сгорания на выходе из топки и в результате — надежность работы устройства.

Температурные режимы топочного устройства характеризуются теплообменом между факелом горящего топлива, стенками камер сгорания и смешения и рециркуляционными газами, охлаждающими эти стенки. Интенсивность теплообмена обусловлена условиями сжигания топлива, размерами и формой факела, тепловой нагрузкой камеры сгорания (или видимой плотностью тепловыделения в ней), температурными уровнями факела, конструктивным оформлением камеры сгорания, аэродинамическими процессами и характером охлаждения рециркуляционными газами наружных стенок топки.

Правильная организация аэродинамических процессов в камере сгорания, интенсивное охлаждение наружных стенок рециркуляционными газами и стабильность топочных процессов во многом зависят от режима работы рециркуляционного вентилятора, т. е. от его характеристик.

Характеристики рециркуляционного вентилятора (напор и производительность) должны обеспечить не только необходимую циркуляцию продуктов сгорания по греющим каналам, скорость которых определяется тепловым режимом процесса выпечки и конструкцией каналов, но и создать разрежение в топочном устройстве, обеспечивающее стабильность процесса сгорания топлива для данного типа форсуночного устройства.

Таким образом, температурные и аэродинамические режимы топочного устройства обуславливают совокупность тепловых и аэродинамических процессов во всем газовом контуре печи и неразрывно связаны с работой рециркуляционного вентилятора.

Аэродинамические процессы

Топочное устройство

Аэродинамика топочного устройства печи с рециркуляцией продуктов сгорания оказывает существенное влияние на устойчивую работу всего рециркуляционного контура печи и ее технико-экономические и эксплуатационные показатели [17, 18].

Движение топочных (полученных при сжигании топлива) и рециркуляционных (отбираемых на рециркуляцию) газов в топочном устройстве неизотермическое и сопровождается физико-химическими и тепло-массообменными процессами при горении факела и теплообмене последнего с окружающими стенками камеры сгорания и камеры смещения, а также с наружной обечайкой.

Для инженерных расчетов потери на трение и перемешивание топливно-воздушных потоков в камере сгорания существенного значения не имеют и для типовых конструкций цилиндрических камер сгорания можно считать, что полный напор топочных газов по всему объему практически одинаков и равен

$$p_T = p - S_T, \quad (53)$$

где p — барометрическое давление окружающей среды, Па; S_T — разрежение (тяга) в камере сгорания, Па.

В работе [56] указано, что перепад статических давлений по топочному объему можно использовать в качестве одного из параметров автоматического регулирования процесса сжигания топлива, поскольку оптимальному качеству процесса горения при заданной нагрузке топки соответствует максимальное значение разности давлений в топке. Последнее зависит от двух основных факторов: скорости газов в камере сгорания и тяги. Скорость топочных газов повышается с увеличением их температуры, так как при этом соответственно возрастает их объем. В таком случае давление в начальном сечении топочного объема (где тепловыделение в факеле максимально) должно быть выше, чем в точке, расположенной ближе к месту выхода газов из топки. Самотяга определяется разностью температур топочных газов и окружающего воздуха и особенно сильно сказывается при вертикальном расположении топочной камеры. В этом случае разность давлений в преобладающей

степени характеризуется тягой и значительно меньше зависит от изменения объема газов.

В топочных устройствах хлебопекарных печей перепад давлений в основном определяется изменением скорости газов, при этом давление в точке, удаленной от оси факела, будет убывать. На рис. 36 представлено поле давлений в камере сгорания топочного стенда НПО «Хлебпром», полученное при испытаниях форсунки ДМА-30 на жидком топливе [17]. Из представленных данных следует, что перепад полного и статического давлений по объему топочной камеры незначителен и для аэродинамических расчетов его можно не учитывать. Следует отметить, что при сжигании газообразного топлива перепад давлений будет менее значителен, что объясняется более высокой степенью пульсации горящего факела жидкого топлива [19].

Применение аналитических методов для изучения аэродинамики в топочных устройствах весьма затруднено, поэтому обычно используют моделирование на огневых моделях. При этом существенное значение имеет соблюдение как геометрического, кинематического и динамического подобия, так и подобия тепловых процессов, т. е. температурных полей. В работе [45] аэродинамические процессы исследовали при «холодных» продувках на топочном стенде, имеющем геометрическое подобие с топками промышленных печей с рециркуляцией продуктов сгорания. При «холодных» (изотермических) продувках топочного устройства и газового тракта, когда температура и скорость циркулирующих газов (в данном случае воздуха) на входе и выходе одинаковы в пределах каждого участка (также при этом

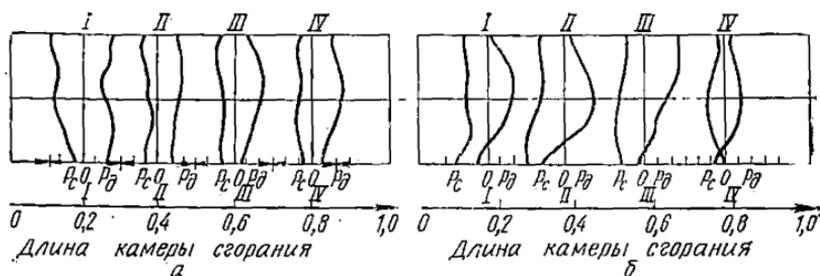


Рис. 36. Поле статических P_c давлений и динамических P_d давлений в камере сгорания топочного стенда при сжигании бытового (а) и моторного (б) топлива форсункой ДМА-30.

Характер изменения полного и статического давления по различным участкам топочного устройства (в камере сгорания, камере смешения, кольцевом зазоре для прохода рециркуляционных газов) обусловлен геометрическими и конструктивными характеристиками этих элементов, а также температурами и скоростями движущихся потоков. В кольцевом зазоре между камерой сгорания и наружной обечайкой топки движение рециркуляционных газов вихревое с ярко выраженной турбулентностью. При этом имеют место переменные значения ускорения Кориолиса, центробежного ускорения и местных сопротивлений. Результирующая скорость движения рециркуляционных газов в зазоре определяется осевой и радиальной составляющими, имеющими переменное значение для различных участков. Особенно сложный характер движения газов наблюдается при отсутствии направляющих на наружной поверхности камеры сгорания. В этом случае, кроме повышения аэродинамического сопротивления, возможен также пережог камеры вследствие неравномерного поля температур ее футеровки. Установленные в виде многозаходных винтовых линий (печи фирм «Орланди», «Симер», «Минел» и пр.) эти направляющие обеспечивают равномерность омывания наружной поверхности камеры сгорания с наименьшими потерями давления и равномерное поле температур футеровки, исключая температурные перекосы и вызванную этим деформацию стенок топки.

В камере смешения происходит турбулентное перемешивание потоков топочных и рециркуляционных газов, имеющих различные направления и скорости. Потери полного давления этих потоков обусловлены как обменом количества движения между смешивающимися газами, так и трением о стенки камеры и выходом из последней. Следует отметить, что ранее эти потери напора при анализе работы топков печей не учитывались, хотя их величина в зависимости от скоростных напоров газов и их расходов и температур может составлять значение, соизмеримое с величиной статического давления.

Потери полного давления вследствие трения о стенки камеры смешения ввиду их незначительной длины ($0,5 \div 1,0$ м) при инженерных расчетах можно не учитывать, а потери в выходном сечении определяются по известным формулам в зависимости от конструктивного оформления камеры. Для прямоточных камер сгорания и сме-

шения печей ПХС, БН, «Минел» и пр. коэффициент сопротивления выхода из камеры смешения может быть принят равным $\xi = 1$; для камер смешения, имеющих боковой выход газов с нишей или без нее (печи ВНИИХП-П-25, «Орланди» и пр.), в зависимости от соотношения скоростей смешивающих потоков $\xi = 1,2 \div 1,5$.

Во входном сечении камеры смешения смешивающиеся потоки имеют различные скорости, и в самой камере после завершения смешения поле скоростей выравнивается. Чем больше различие в скоростях потоков, тем интенсивнее происходит перемешивание потоков и тем выше потери давления. Равномерное поле скоростей газов на выходе из камеры смешения обеспечивает надежность работы топочного устройства, поскольку значительно снижается интенсивность лучистого теплообмена между смесью газов и окружающими стенками камеры смешения, как правило, не имеющими футеровки. В этом отношении наиболее целесообразно осуществлять турбулентное вихреобразное течение рециркуляционных газов, приводящее к повышению интенсивности смесеобразования топочных и рециркуляционных газов и выравниванию поля температур.

Рециркуляционные газы, имеющие большую по сравнению с топочными скорость, теряют часть своей кинетической энергии, передавая ее топочным газам. Потери напора этими газами, равные разности их полных давлений между сечениями II и III (рис. 37), являются величиной положительной. С увеличением энергии (или скорости) рециркуляционных газов потери напора возрастают. В общем случае потери напора пропорциональны разности скоростей смешивающихся потоков.

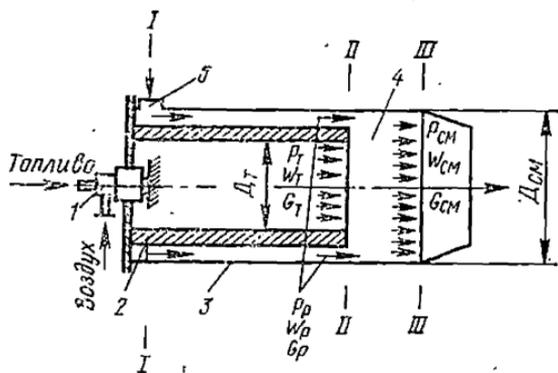


Рис. 37. Аэродинамическая схема топочного устройства с рециркуляцией продуктов сгорания:

1 — форсунка; 2 — камера сгорания; 3 — наружная обечайка; 4 — камера смешения; 5 — вход рециркуляционных газов

Кинетическая энергия топочных газов в результате смешения возрастает. Разность полных давлений этих газов до и после смешения может быть величиной как положительной, так и отрицательной. Очевидно, что и коэффициент сопротивления топочных газов вследствие перемешивания потоков принимает аналогичные значения.

Статическое давление в камере смешения устанавливается в результате суммирования статических давлений смешивающихся потоков и потерь давления при этом.

Потери полного давления в камере смешения и статическое давление смеси газов, определяющее надежность работы топочного устройства, определяются из схемы, представленной на рис. 37. При этом рассматриваем камеру сгорания с бесконечно тонкой стенкой (к примеру, без футеровки), что позволяет исключить ее влияние на деформацию и изменение направления вытекающих струй потоков.

Используя интегральный метод Эйлера и уравнение Бернулли и пренебрегая силами трения потоков о стенки камеры смешения и между собой, можно получить следующую формулу для расчета коэффициента полного давления топочных газов в камере смешения [17]

$$\xi_{\text{см}} = \frac{\Delta p_{\text{см}}}{0,5 \rho_{\text{T}} W_{\text{T}}^2} = 1 + f(1 - K\Theta) \left(K \frac{f}{1-f} - 1 \right), \quad (57)$$

$$\text{где } f = \frac{d_{\text{T}}}{d_{\text{см}}}; \quad \Theta = \frac{T_{\text{T}}}{T_{\text{P}}}; \quad K = \frac{V_{\text{P}}}{V_{\text{T}}}.$$

V_{P} и V_{T} — объем рециркуляционных и топочных газов, м³/м³.

В топочном устройстве с рециркуляцией продуктов сгорания перепад давлений $\Delta p_{\text{см}}$ при нормальных условиях работы положителен ($p_{\text{T}} > p_{\text{см}}$; $\Delta p_{\text{см}} > 0$), разрежение в камере смешения увеличивается, что обеспечивает эвакуацию топочных газов из камеры смешения и стабильность работы газового тракта печи.

Если $S_{\text{см}} < S_{\text{T}}$, в камере смешения возникает противодавление и нормальный режим топочных процессов нарушается. При завышенном значении $\Delta p_{\text{см}}$ возможен отрыв факела, так же как и повышение S_{T} выше определенного значения для данного типа форсуночного устройства и марки сжигаемого топлива. Таким образом, нормальная и устойчивая аэродинамическая работа топочного устройства и газового тракта печи характеризу-

ется вполне определенным значением $\xi_{\text{см}}$, которое должно быть положительным. На рис. 38 представлена графическая зависимость [17] для различного диапазона изменения параметров Θ и K при $d_T=0,45$ м, $d_{\text{см}}=0,72$ м и $f=0,625$. Аналогичные значения d_T и $d_{\text{см}}$ имеют топочные устройства печей «Орланд», «Минел», новых конструкций ВНИИХП, топочного стенда и пр.

Границы устойчивой аэродинамической работы топочного устройства характеризуются следующими соотношениями. Максимальное положительное значение $\xi_{\text{см}}$, определяющее наибольшую потерю напора в камере смешения, соответствует $K=1$, т. е. равенству объемов смешиваемых газов. При $K>1$ коэффициент $\xi_{\text{см}}$ уменьшается и в диапазоне $K=6\div 8$ (в зависимости от Θ) $\xi_{\text{см}}=0$; при $K>8$ $\xi_{\text{см}}<0$, что указывает на повышение полного давления по оси топки и соответствующее нарушение его нормальной работы.

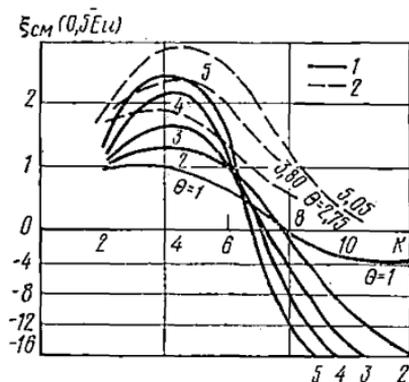
Кратность рециркуляции можно представить через коэффициент рециркуляции следующим образом [18]:

$$K = \frac{V_p}{V_T} = r \frac{\alpha_T}{\alpha_{yx}}, \quad (58)$$

где α_T и α_{yx} — коэффициенты избытка воздуха топочных и уходящих (рециркуляционных) газов.

Коэффициент рециркуляции r определяется по известной методике В. И. Маклюкова и В. Я. Ильюхина [38].

При $\Theta = 1$ наблюдается смешение изотермических потоков, когда $\xi_{\text{см}}$ имеет значения меньше, чем при смешивании неизотермических потоков. С ростом перепада температур между этими потоками (т. е. при возрастании Θ) потери напора в камере смешения возрастают.



Для экспериментальных исследований зависимость (57) можно представить в следующем виде:

$$Eu = f(K), \quad (59)$$

где $Eu = \frac{\Delta p_{см}}{\rho_T W_T^2}$ — критерий Эйлера, характеризующий потери полного давления, или коэффициент аэродинамического сопротивления.

Величина $\Delta p_{см}$ определялась в экспериментах как разность полных давлений смеси газов в выходном и входном сечениях камеры смешения; скорости топочных, рециркуляционных и смеси газов рассчитывались при известных часовых расходах этих газов, проходных сечениях и коэффициентах кратности рециркуляции K и рециркуляции r . Действительные значения аэродинамического сопротивления камеры смешения $\xi_{см}$ на 15—20% выше расчетных, определяемых по уравнению [57], что объясняется дополнительными, неучтенными потерями напора на трение вихреобразным движением рециркуляционных газов в камере смешения. При скорости топочных газов 0,5—5 м/с и рециркуляционных газов 2—12 м/с автомодельного режима, при котором критерий Eu не зависит от числа Re , не наблюдалось.

Система обогрева

Устойчивая и надежная работа газового тракта печи обеспечивается наличием постоянного разрежения в камере смешения и избыточного давления после дымососа и на входе в дымовую трубу.

Разрежение в камере смешения поддерживается благодаря соответствующему соотношению между объемными расходами топочных и рециркуляционных газов, падению давления на участке всасывания (от топки до дымососа) и статическому напору на участке нагнетания (от дымососа до топки), которое гасит полное избыточное давление, развиваемое дымососом. При этом нулевая точка перехода избыточного давления на участке нагнетания в разрежение находится, как установлено экспериментально, на входе в топочное устройство (сечение I—I, см. рис. 37), что позволяет предполагать равенство избыточного давления газов в напорном патрубке дымососа и потерь напора на участке нагнетания. Только при этих условиях гарантируется устойчивая ра-

бота газового тракта печи и постоянное разрежение в камере сгорания, обеспечивающее нормальное сжигание топлива.

При обследовании ряда хлебопекарных предприятий с печами БН и ПХС, работающими на жидком топливе, выявлено, что в ряде случаев топочные процессы нарушены, камеры сгорания работают под давлением или нулевым давлением. Такой режим работы кроме опасности создания аварийного режима (отрыв факела, перегог топочного фланца, форсунки и пр.) приводит к перерасходу топлива вследствие химического недожога, поскольку эксплуатируемые на этих печах форсунки рассчитаны только на эффективную работу при наличии разрежения в топке. С целью исключения таких дефектов необходимо строго контролировать работу дымососных установок и правильно выбирать их характеристики (давление и производительность). Особенно жесткие требования к соответствию характеристик установленного дымососа и газового тракта печи, на который включен данный дымосос, предъявляются при работе форсуночного устройства в автоматическом режиме.

При работе дымососов практически неизбежно периодическое колебание производительности, давления и потребляемой мощности вследствие изменения характеристик как вентилятора, так и газового тракта по следующим причинам:

- нарушение герметичности газового тракта и топочного устройства и вызванное этим увеличение подсосов воздуха в процессе эксплуатации;

- изменение аэродинамического сопротивления вследствие включения, отключения или частичного перекрытия отдельных зон обогрева;

- работа форсуночных устройств в автоматическом режиме при изменении расхода топлива;

- изменение аэродинамического сопротивления вследствие коробления греющих каналов, перепускных газопроводов, образования золовых отложений в них и прогорания.

Особенно существенны изменения параметров работы дымососов при переменном расходе топлива и включении или отключении отдельных зон обогрева, когда имеет место изменение температурных, аэродинамических и скоростных характеристик греющих газов. В результате меняются и тепловые нагрузки на топочное

устройство и греющие каналы, что может привести к нарушению температурного режима пекарной камеры.

Изменение воздушного режима газового тракта печи против оптимального эксплуатационного или расчетного может произойти как в топочном устройстве, так и по отдельным газоходам. Чаще всего на практике наблюдается увеличение избытка воздуха продуктов сгорания и значительно реже — его уменьшение.

Рассмотрим изменение коэффициента избытка воздуха топочных газов α_T при постоянном расходе топлива. Увеличение α_T приводит к возрастанию объема топочных газов и снижению теоретической температуры горения топлива, так как тепло, вносимое избыточным воздухом в топку, незначительно увеличивает общее тепловыделение в ней. При этом происходит понижение температуры топочных и смеси газов и, следовательно, уменьшается теплоотдача от газов в пекарную камеру, что соответственно вызывает необходимость увеличить расход топлива (так же как и коэффициент избытка воздуха уходящих газов), что приводит к повышению давления, производительности и потребляемой мощности дымососа. При этом увеличение потребляемой мощности растет в 3 раза быстрее относительного увеличения присосов воздуха:

$$\Delta N = \frac{N_2 - N_1}{N_1} \approx \frac{3\Delta V V_2}{V_1} = \frac{3\Delta r \Delta \alpha B V_B^0 (r_2 + 1) \alpha_2}{(r_1 + 1) \alpha_1} \quad (60)$$

где N_1 и N_2 — потребляемая мощность соответственно при избытках воздуха α_1 и α_2 ($\alpha_2 > \alpha_1$), кВт; Δr и $\Delta \alpha$ — изменение коэффициентов рециркуляции и избытка воздуха за счет увеличения присосов воздуха; r_1 и r_2 — коэффициенты рециркуляции соответственно при α_1 и α_2 ; ΔV — изменение присосов воздуха, м³/ч; B — часовой расход топлива, кг/ч; V_B^0 — теоретический объем воздуха, м³/кг.

Таким образом, нарушение целостности газового тракта и топочного устройства печи существенным образом влияет на расход электроэнергии для привода дымососа и перегрузку его электродвигателя. Расгерметизация газового тракта и топки печи в процессе ее эксплуатации происходит в результате пережога каналов, деформации соединительных фланцев и асбестовых уплотнений, ослабления сальниковых уплотнений приводных тяг шиберов и прочих факторов. При проектировании, монтаже и эксплуатации печей необходимо принимать всяческие меры по обеспечению герметичности

газового тракта и снижению подсосов воздуха. При конструировании новых печей в тепловых и аэродинамических расчетах целесообразно принимать завышенные значения коэффициентов избытка воздуха по отдельным участкам газового тракта, обеспечивающие работоспособность конструкции в случае нарушения аэродинамического (воздушного) режима.

Рециркуляционный вентилятор (дымосос)

При снижении аэродинамического сопротивления газового тракта печи (к примеру, при отключении отдельных последовательно соединенных или включении параллельно соединенных контуров обогрева) производительность дымососов, выполненных на базе центробежных вентиляторов, возрастает, следовательно, увеличивается и потребляемая мощность электродвигателя, что может вызвать его перегрузку.

При увеличении аэродинамического сопротивления производительность дымососа снижается, что у центробежных вентиляторов соответствует минимальной потребляемой мощности. В результате объем рециркуляционных газов уменьшается и возможно превышение температуры смеси газов и пережог топки и греющих каналов.

При эксплуатации печей с рециркуляцией газов необходимо учитывать возможные отклонения характеристик дымососа и газового тракта. Если последний рассчитан с запасом, то действительная характеристика тракта будет ниже расчетной и точка ее пересечения с характеристикой дымососа переместится вправо (рис. 39, а), вследствие чего производительность увеличится. В случае неполного учета сопротивления тракта действительная производительность будет меньше расчетной.

При работе форсунок в автоматическом режиме с изменением расхода топлива происходит и соответствующее изменение потерь давления в газовом тракте печи, что может привести к значительным колебаниям разрежения в камере сгорания и отрыву факела, а также к противодействию в топке ($S_T > 0$). Уменьшение производительности форсунки вызывает увеличение разрежения в топке ($S_T > 0$), увеличение производительности — уменьшение разрежения ($S_T \rightarrow 0$).

Для исключения резких колебаний разрежения в камере сгорания соответствующее изменение потерь давле-

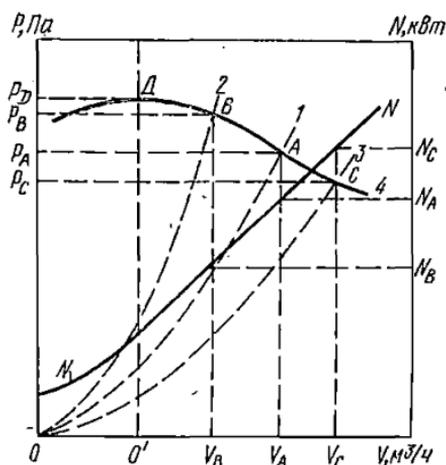


Рис. 39. P — V — N -характеристика центробежного вентилятора

ния в газовом тракте печи необходимо компенсировать изменением количества рециркуляционных газов: путем изменения коэффициента рециркуляции (системы автоматики печей БН, ВПО «Пищепромавтоматика» к печам ПХС) или в результате увеличения присосов воздуха в топочное устройство (печи «Орланди»). Последнее нежелательно, так как приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха топочных газов (по данным испытаний — примерно в 2—3 раза) и перерасходу топлива.

Рассмотренные выше положения можно проиллюстрировать на графике характеристик газового тракта печи и дымососа в P — V — N -координатах (см. рис. 39).

Номинальная область совместной работы газового тракта печи и дымососа соответствует характеристике 1 и точке А, где напор равен p_A , производительность V_A и потребляемая мощность N_A .

При снижении аэродинамического сопротивления новая характеристика тракта займет положение 3, точка ее пересечения с неизменной характеристикой дымососа 4 переместится ниже (точка С), а производительность и мощность соответственно увеличатся до V_C и N_C .

При повышении сопротивления, наоборот, характеристика сети переместится в положение 2 (точка В) и $N_B < N_A$, $V_B < V_A$.

При увеличении производительности ($V_C > V_A$) в результате повышения коэффициента рециркуляции, температуры газов или расхода топлива давление будет меньше ($p_C < p_A$), а потребляемая мощность возрастет ($N_C > N_A$), что приведет к перегрузке и повреждению электродвигателя, подобранного без соответствующего запаса.

Неправильный выбор дымососа (завышенная мощность) характеризуется перемещением характеристики

из положения 1 (точка А) в положение 3 (точка С) и при этом $V_C > V_A$, $p_C < p_A$ и $N_C > N_A$. При меньшей (по сравнению с расчетной) нагрузке, таким образом, требуется дополнительное дросселирование напора, что приводит к снижению экономичности дымососа.

Если при расчете газового тракта его сопротивление полностью не учтено (характеристика 2), то $V_B < V_A$, $p_B > p_A$ и $N_B < N_A$, т. е. возможен перегрев греющих газов и пережог топки и обогревательной системы печи в результате недостаточной подачи рециркуляционных газов в камеру смешения.

Вентильаторы с крутопадающей характеристикой (по сравнению с имеющими более пологую характеристику или с впадиной) менее чувствительны к несоответствию характеристик газового тракта и дымососов.

Рекомендации по выбору дымососа

Применяемые в хлебопекарных печах с рециркуляцией продуктов сгорания (типа ПХС, ПХК и пр.) дымососы изготовлены на базе центробежных вентильаторов марки Ц-9-57 или Ц-14-46, характеристика которых имеет выгиб (точка D). В этом случае при большой емкости газового тракта печи и если расход газа в системе меняется медленнее, чем производительность вентильатора, возможно возникновение режима неустойчивой работы. Этот режим обусловлен тем, что при меньшем по сравнению с производительностью вентильатора расходе рециркулирующих в системе газов (на входе в дымосос) наблюдается увеличение противодавления в системе и уменьшение производительности (точка С перемещается в сторону точки D).

При непрерывно падающей характеристике вентильатора максимально развиваемое давление соответствует нулевой производительности (ось ординат с начальной точкой D показана пунктиром). При этом если расход рециркулирующих газов значительно меньше производительности дымососа, обусловленное этим увеличение противодавления в системе будет способствовать непрерывному уменьшению производительности и в результате подача рециркуляционных газов в топку прекратится со всеми вытекающими последствиями.

Изложенное выше является принципиальной особенностью аэродинамической работы замкнутых систем обо-

грева и топочных устройств печей с рециркуляцией продуктов сгорания, что необходимо учитывать при наладке и эксплуатации этих печей.

Для обеспечения устойчивой работы топочных устройств и дымососов в системе обогрева рассматриваемых печей необходимо применять дымососы с непрерывно падающей характеристикой при номинальной их производительности (что не всегда осуществимо, поскольку в зависимости от расхода топлива и коэффициента рециркуляции расход рециркулирующих газов может изменяться в весьма широком диапазоне) или обеспечивать работу в диапазоне изменения характеристики вентилятора $B-C$. В последнем случае необходимо, чтобы максимально и минимально возможные расходы рециркулирующих газов соответственно были равны V_C и V_B .

Необходимо также стремиться к выбору такого вентилятора, характеристика которого ближе к характеристике газового тракта при максимально возможном КПД.

Небольшая эксплуатационная экономичность используемых в хлебопекарных печах вентиляторов обусловлена тем, что они работают при нагрузках значительно ниже номинальных (или паспортных) с КПД ниже оптимального значения (согласно паспортным данным для центробежных вентиляторов он не превышает 60—70%). Это объясняется следующими причинами:

шкала типоразмеров серийных вентиляторов имеет большой разрыв по типоразмерам, поэтому приходится принимать к установке вентиляторы, которые имеют производительность и напор, значительно превышающие расчетные;

применяемая система автоматики регулирования топочными процессами обуславливает значительные изменения объемов и давлений циркулирующих газов при переходе с режима на режим, что приводит к необходимости при одном из режимов работать в области минимального КПД при достаточно высоком перерасходе электроэнергии на привод вентилятора;

значительные колебания разрежения в топке при изменении расхода топлива в ряде случаев приводят к проскоку или отрыву факела, что нарушает нормальную и безаварийную эксплуатацию форсунок и топочных устройств;

в большинстве случаев фактическое аэродинамиче-

ское сопротивление значительно отличается от расчетного, по которому был выбран вентилятор.

Необходимо еще отметить следующие причины, дополнительно обуславливающие повышенный расход электроэнергии на привод дымососов:

низкий КПД применяемых типов вентиляторов;

наличие неплотностей в газовом тракте и топочном устройстве печи, вызывающее подсосы воздуха;

неточности монтажа газового тракта печи, деформация каналов в результате тепловых расширений металла, наличие золовых отложений и сложность очистки каналов от этих отложений;

использование в качестве дымососов вентиляторов марки Ц-9-57 или Ц-14-46 с дополнительными конструктивными изменениями (замена ротора, повышение частоты вращения с 1000 до 1500 об/мин, увеличение зазоров между ротором и корпусом вентилятора и пр.), что, несомненно, влечет за собой снижение их экономической эффективности.

Неправильное ведение топочного процесса, повышение значения коэффициентов избытка воздуха и рециркуляции, высокая температура уходящих газов, необходимость работы при переменных тепловых нагрузках и прочие факторы создают тяжелые условия эксплуатации топочных устройств и вентиляторов.

Рекомендации по эксплуатации дымососных установок в хлебопекарных печах приведены в табл. 22.

Остальные неисправности, возникающие при работе дымососов, и способы их устранения изложены в инструкциях по эксплуатации.

В заключение следует отметить следующее. Эффективность топочных процессов в печах с рециркуляцией продуктов сгорания в значительной степени определяется аэродинамическими процессами в топочных устройствах и эффективностью работы дымососов. Для повышения эксплуатационной надежности работы форсунок, топочных устройств и систем обогрева и снижения расхода топлива и электроэнергии необходима разработка принципиально новой конструкции дымососной установки, аналогичной применяемым в котельных установках (типа Д-8 Бийского котельного завода), но с соответствующими напором и производительностью, обеспечивающими безаварийную и экономичную эксплуатацию данной конструкции печи.

**ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ДЫМОСОСОВ И СПОСОБЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ**

Наименование неисправности, внешнее ее проявление и дополнительные признаки	Вероятные причины	Методы устранения
<p>1. Вентилятор (дымосос) при проектной частоте вращения не создает расчетного напора и не дает требуемого количества рециркуляционных газов. Температура смеси газов в топке выше предельного значения (500—550° С)</p>	<p>Неправильно рассчитан газовый тракт и выбран дымосос.</p> <p>Зазор между ротором и входным патрубком завышен. Ротор вращается в обратную сторону. Завышенное разрежение в камере сгорания. При монтаже уменьшено сечение газоходов, регулировочные шиберы установлены неправильно. Часть параллельно соединенных греющих контуров выключена, в результате завышена скорость греющих газов</p>	<p>Уточнить расчет газового дымососа. При необходимости заменить электродвигатель, исходя из следующих соотношений</p> $\frac{N}{N_1} = \frac{\rho}{\rho_1} = \frac{\rho}{\rho_1};$ $\frac{N}{N_1} = \frac{Q}{Q_1} \frac{\rho}{\rho_1};$ $\frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^3,$ <p>где ρ — плотность газов, кг/м³ n — частота вращения ротора, об/мин.</p> <p>Установить зазор в соответствии с чертежами. Изменить направление вращения ротора. Установить разрежение в камере сгорания на уровне 10—50 Па. Проверить аэродинамические сопротивления по отдельным участкам с целью выявления мест нарушения газового тракта</p> <p>Уточнить расчет газового тракта и проверить правильность выбора вентилятора. При необходимости заменить электродвигатель.</p>
<p>2. Вентилятор при проектной частоте вращения подает больший объем рециркуляционных газов, чем необходимо по расчету. Температура смеси газов и уходящих газов занижена.</p>	<p>Расчет газового тракта выполнен с запасом по напору, вентилятор выбран неправильно. Шибер рециркуляции полностью открыт.</p>	<p>Уточнить расчет газового тракта и проверить правильность выбора вентилятора. При необходимости заменить электродвигатель.</p>

Наименование неисправности, внешнее ее проявление и дополнительные признаки	Вероятные причины	Методы устранения
Температурный режим пекарной камеры не достигает требуемого значения. Печь работает с неполной нагрузкой	Нарушена герметичность газового тракта	Частично прикрыть шибер рециркуляции, установив в топке максимально возможное значение разрежения (исходя из устойчивости сжигания топлива). Проверить герметичность газового тракта по анализу топочных и рециркуляционных газов (см. главу 2)
3. Электродвигатель вентилятора при проектной частоте вращения работает с перегрузкой	Вентилятор подает объем рециркуляционных газов больше, чем предусмотрено при выборе электродвигателя	Уточнить сопротивление газового тракта. В случае необходимости задрессировать газовый тракт
4. Перегрев подшипников вентилятора	Отсутствует смазка или неправилен ее выбор. Температура уходящих газов завышена. Недостаточное охлаждение подшипников	<p>Проверить наличие и марку смазки. В случае необходимости заменить, промыв при этом шарикоподшипники и корпус.</p> <p>Проверить температуру уходящих газов. В случае необходимости увеличить коэффициент рециркуляции, открыв шибер рециркуляции, или уменьшить расход топлива.</p> <p>Проверить эффективность охлаждения подшипников. В печах ПХС-25 увеличить подачу охлаждающей воды в корпус подшипников</p>

При проектировании и эксплуатации печей необходимо предусматривать наиболее выгодный аэродинамический режим работы дымососа и топочного устройства, т. е. соответствие характеристик дымососа и подключенного к нему газового тракта печи при максимальном КПД дымососа.

Тепловая работа топочного устройства и выбор конструкционных материалов

Обечайки топочного устройства воспринимают тепло от факела горящего топлива и в свою очередь отдают его охлаждающим рециркуляционным газам. От корпуса топочного устройства некоторая доля этого тепла теряется в окружающую среду и передается в пеккарную камеру, а основная часть передается рециркуляционным газам, направляемым в камеру смещения. Тепловое воздействие факела на обечайки топки и интенсивность теплообмена обусловлены характером сжигания топлива, степенью его выгорания по длине факела, температурой факела, наличием футеровки и количеством рециркуляционных газов.

Тип применяемого форсуночного агрегата, вид сжигаемого топлива, характер процессов смещения и горения в значительной степени определяют размеры факела, его температуру и оптические характеристики, температурное поле в топочном устройстве и условия теплообмена в нем. Экспериментально установлено [18], что температурное поле факела по длине имеет довольно сложный характер и обусловлено соотношением между интенсивностью его тепловыделения и интенсивностью теплоотдачи к окружающим стенкам. Расположение температурного максимума, его величина и характер изменения температуры оказывают существенное влияние на температуры обечаек топочного устройства, теплообмен в нем и надежность его эксплуатации.

Установлено, что в топках хлебопекарных печей с рециркуляцией газов температура поверхности футеровки (или радиационной поверхности) соизмерима с температурой факела, что предъявляет особые требования к выбору материалов и способа футеровки.

Температура стальной камеры сгорания (без футеровки) для печей БН при прочих равных условиях при-

мерно на 150—200° С выше, чем для футерованных камер.

Исследованиями показано, что при значениях коэффициента рециркуляции меньше единицы температуры обечаек топки превышают допустимое значение [18], аналогичные результаты по изменению температур в топочном устройстве получены также и в работах [45].

Относительно высокие температуры, переменные тепловые режимы работы топок и наличие в продуктах сгорания жидкого топлива сернистых и прочих окислов, вызывающих коррозию металла, предъявляют высокие требования к выбору марок сталей для изготовления обечаек топочного устройства. Эти стали должны быть жаростойкими, т. е. устойчивыми против коррозии в газовой среде при высоких температурах. Жаропрочность для деталей топочного устройства печи с рециркуляцией продуктов сгорания часто не так важна. Однако необходимо, чтобы металл стенки камер сгорания и смешения имел незначительную чувствительность к местным концентрационным напряжениям и достаточно высокий предел усталости при больших температурах и мог длительно работать при переменных тепловых нагрузках. Помимо этого очень важно, чтобы материалы всех деталей топок достаточно легко обрабатывались механически, хорошо сваривались, штамповались и пр. Немалую роль играет стоимость металла и наличие дефицитных добавок (к примеру, никеля, молибдена и т. п.). В каждом конкретном случае очень важно подобрать металл, удовлетворяющий указанным требованиям. Подробные данные о свойствах металлов, применяемых в печной технике, приведены в специальной литературе. Здесь ограничимся лишь указанием некоторых марок сталей и примерных рекомендаций по их использованию в топочных устройствах хлебопекарных печей, исходя из представленных выше температурных условий их применения.

Для изготовления обечаек камер сгорания и смешения и наружной обечайки топки наиболее целесообразно применение высоколегированных сталей аустенитного класса марок X18H10T, 12X18H10T и пр. (ГОСТ 5632—72), имеющих относительно высокие антикоррозионные и жаростойкие свойства. В последнее время намечается тенденция к применению высоколегированных сталей ферритного класса с низким содержанием углерода и никеля. Эти стали (марок 08X17T, 08X18T1 и 15X25T)

являются коррозионностойкими и обладают повышенной жаростойкостью при температурах выше 550°C и работе в ненагруженном или слабонагруженном состоянии при условии отсутствия ударных нагрузок и при температурах эксплуатации не ниже 20°C . Такие условия характерны для печей с рециркуляцией продуктов сгорания типа ПХС, БН, ПХК и пр. Эти стали, хотя они и не относятся к группе III жаропрочных металлов по ГОСТ 5632—72, могут быть применены в конструкциях топочных устройств перечисленных печей.

УкрНИИпродмашем [33] проведены исследования и разработаны рекомендации по замене хромникелевой стали 12X18H10T безникелевыми нержавеющейми сталями 08X17T, 08X18T1 и 15X25T для изготовления деталей и сборочных единиц хлебопекарных печей. Для изготовления деталей, толщина стенок которых не превышает 2,0 мм, рекомендована сталь 081188T1, а для деталей толщиной до 5,0 мм (обечайки топочного устройства) — сталь 08X17T и 15X225T.

Следует отметить, что ферритные стали свариваются хуже сталей других марок, а сварные соединения из них (особенно толстолистовых) характеризуются пониженными пластичностью и ударной вязкостью вследствие роста зерна во время сварочного нагрева металла. Поэтому при изготовлении толстостенных деталей путем глубокой вытяжки, вальцовки и гибки на малые радиусы замена хромникелевого сплава 12X18H10T безникелевыми сталями не рекомендуется.

Для изготовления обечаек топочного устройства можно рекомендовать следующие приемы сварки стали 15X25T толщиной 5,0 мм: сварка вручную электродами ЭА-2 марки ОЗЛ-6 диаметром 4,0 мм; режим сварки — ток 120—140 А, напряжение на дуге 28—30 В. Сварные соединения из этой стали требуют весьма тщательной проверки до и после монтажа, необходимо полностью исключать какие-либо ударные воздействия на них при транспортировке и монтаже.

В последнее время для изготовления деталей печных установок используются относительно недорогие стали мартенситного класса с суммарным содержанием легирующих элементов порядка 6—8%, которые принято относить к среднелегированным сталям. Например, хроммолибденовая сталь Х6СМ способна работать при температурах 550 — 650°C без интенсивного образования

окалины; она обладает более высокими противоударными свойствами и достаточно хорошо сваривается. Сталь Х6СМ можно рекомендовать для замены никельсодержащих сталей при изготовлении наружной обечайки топочного устройства и футерованной обечайки камер сгорания и смещения.

Ниже приведены примерные данные стоимости сталей различных марок:

Стали марки	20	0817Т	Х6СМ	12Х18Н10Т
Сравнительная стоимость	1	3,0	3,5	13

Опыт эксплуатации печей с рециркуляцией продуктов сгорания показывает, что наиболее эффективно использование футерованные камеры сгорания, обеспечивающие повышенную надежность работы топочных устройств вследствие снижения температур обечаек топки и более качественное сжигание жидкого топлива (особенно имеющего повышенное содержание серы и кокса).

Материал и способ футеровки камеры сгорания оказывают существенное влияние на надежность работы топочного устройства.

Для футеровочных работ необходимо применять огнеупорные материалы, которые способны выдерживать высокую температуру без разрушения под влиянием процессов, происходящих в топочном устройстве. Различают изделия, выдерживающие следующие температуры (в °С): огнеупорные — 1580—1770, высокоогнеупорные — 1770—2000; высшей огнеупорности — более 2000.

Поскольку температура поверхности футеровки камеры сгорания соизмерима с температурой факела топочного устройства, для футеровки камеры сгорания целесообразно применять изделия, относящиеся к первой или второй из этих категорий. Менее дефицитны алюмосиликатные изделия, к которым относятся шамотные, содержащие огнеупорную глину или каолин и шамот. В зависимости от содержания Al_2O_3 шамотные изделия подразделяются на следующие группы:

Класс	О	А	Б	В
Огнеупорность, °С, не ниже	1750	1730	1670	1580
Содержание Al_2O_3 , %	40—45	38—42	32—38	30—31

Для футеровки камеры сгорания необходимо применять шамотные изделия огнеупорностью класса О и А, для футеровки камеры смещения — класса В.

Шамотные изделия выпускаются в виде нормального и фасонного кирпича. Нормальный прямой кирпич выпускают семи размеров от $230 \times 113 \times 65$ до $300 \times 150 \times 65$ мм. Кроме того, существует пять размеров более широкого, полуторного кирпича и четыре размера более короткого, трехчетвертного. Фасонный кирпич не стандартизован и изготавливается по индивидуальным чертежам.

Для футеровки цилиндрических камер сгорания и смешения необходимо использовать фасонный клиновидный кирпич, получаемый из прямого путем его обработки на строгальных станках, что является весьма трудоемкой и экономически невыгодной операцией.

Наиболее целесообразно использовать огнеупорные пластичные массы, выпускаемые рядом отечественных заводов. Для футеровки топочных устройств хлебопекарных печей можно рекомендовать шамотную массу, состоящую из 70—75% шамотного порошка с содержанием не менее 40% Al_2O_3 , 20—25% огнеупорной глины и 3—5% жидкого стекла.

Камеры сгорания и смешения футеруются шамотной огнеупорной массой следующим образом. К внутренней поверхности обечайки этих камер в шахматном порядке привариваются разрезные шипы высотой 50—60 мм с шагом 100—150 мм, которые изготавливают из материала, аналогичного этим обечайкам. На шипы наносится огнеупорная масса ровным слоем по всему периметру и до ее высыхания по длине камер прорезаются 3—4 температурных шва глубиной 30—40 мм. Футеровка сушится огнем в течение 8—10 ч при скорости подъема температуры 100—150 град/ч. Опыт эксплуатации такой футеровки на топочном стенде НПО «Хлебпром» и печах БН Даугавпилсского хлебокомбината при сжигании печного и моторного топлива показал достаточно хорошие результаты, что позволяет рекомендовать этот способ для серийных печей.

Особенности теплового расчета топочных устройств при сжигании жидкого топлива

Тепловой расчет топочного устройства заключается в определении его геометрических размеров и температур поверхности обечайки камер сгорания и смешения и температуры топочных газов на выходе из ка-

меры сгорания, обеспечивающих его безаварийную и эффективную эксплуатацию.

Исходными данными для расчета являются номинальный часовой расход топлива, максимальная объемная плотность тепловыделения в камере сгорания, коэффициенты избытка воздуха в камерах сгорания и смешения, вид сжигаемого топлива и конструкция форсуночного устройства.

Для инженерных расчетов можно использовать суммарный метод расчета, основанный на решении уравнений теплообмена, теплового баланса и температурного поля факела [18]. Для цилиндрической камеры сгорания, применяемой в различных конструкциях хлебопекарных печей с рециркуляцией газов, решение этих уравнений в безразмерном виде можно представить в виде

$$\frac{\Psi \epsilon}{p} \beta^4 (\theta_T'')^2 = \text{Bo} (1 - \theta_T''), \quad (61)$$

где $\theta_T'' = T_T''/T_a$ — безразмерная температура газов в выходном сечении камеры сгорания; T_a — теоретическая температура горения, К; T_T'' — температура газов в выходном сечении камеры сгорания, К; Ψ — коэффициент тепловой эффективности стенок камеры сгорания; ϵ — приведенная степень черноты; p — параметр, учитывающий наличие конвективной составляющей теплоотдачи; β — эмпирический коэффициент, определяющий характер осреднения температурного поля факела; Bo — радиационное число Больцмана.

Вводя точечный параметр

$$\Pi_T = \frac{\rho \text{Bo}}{\Psi \epsilon \beta^4},$$

из уравнения (61) можно получить следующую зависимость:

$$\frac{\theta_T''}{1 - \theta_T''} = f(\Pi_T), \quad (62)$$

которая была использована в НПО «Хлебпром» для обработки экспериментальных данных по исследованию теплообмена в различных камерах сгорания промышленных печей и экспериментальных установок.

При составлении безразмерного уравнения (61) были приняты следующие исходные условия:

цилиндрическая поверхность камеры сгорания характеризуется средними значениями температуры стенки $T_{\text{л}}$, степени черноты $\epsilon_{\text{л}}$ и поглощательной способности $A_{\text{л}}$ (причем $\epsilon_{\text{л}} = A_{\text{л}}$);

объем камеры сгорания полностью заполнен продуктами сгорания (состав, температура T_{ϕ} и оптические характеристики ϵ_{ϕ} и A_{ϕ} — средние по объему);

результатирующие плотности потоков излучения факела и стенок по всем направлениям одинаковы для каждой поверхности;

начальная температура продуктов сгорания (факела) равна теоретической температуре горения T_a при коэффициенте избытка воздуха α_T ;

теплообмен излучением между камерами сгорания и смещения не рассматривается.

Таким образом, в безразмерном уравнении (61) использованы средние интегральные характеристики, т. е. суммарный метод расчета.

Для осреднения температурного поля факела принят среднегеометрический закон, на основании которого эффективная температура факела T_{ϕ} рассматривалась как функция от теоретической температуры горения T_a и температуры газов в выходном сечении камеры сгорания T_T' :

$$T_{\phi} = \beta \sqrt{T_a T_T'} \quad (63)$$

Эта зависимость была подтверждена экспериментально для камер сгорания различного типа (футерованные и стальные) и эмпирический коэффициент $\beta = 1,01$.

Параметр p с достаточной степенью точности можно принять равным 0,98—0,99 (для камеры сгорания диаметром 400—500 мм).

Коэффициент тепловой эффективности Ψ , характеризующий соотношение между плотностью собственных потоков излучения стенок камеры и факела, равен

$$\Psi = 1 - (T_{\phi}/T_T')^4 \quad (64)$$

На основании экспериментальных данных для футерованных камер сгорания $\Psi = 0,37$ и для стальных $\Psi = 0,75$ (при сжигании жидкого топлива и коэффициентах рециркуляции $r > 3$).

Для цилиндрической камеры сгорания в случае полного заполнения ее объема факелом на основании метода лучистых сальдо Г. Л. Поляка получим

$$\epsilon = \frac{1}{1/\epsilon_{\phi} + 1/A_{\phi} - 1} \quad (65)$$

При этом $\epsilon_{\phi} = A_{\phi}$. Как показано в работах А. Г. Блоха, такое тождество допустимо для упрощения расчетов

поглощательной способности A_{ϕ} трехатомных газов (H_2O и CO_2) при

$$(T_{л}/T_{\phi})^4 < 0,8.$$

Согласно экспериментальным данным, это условие выполнимо для топок хлебопекарных печей с рециркуляцией продуктов сгорания.

В результате обработки экспериментальных данных получена следующая формула для расчета температуры газов в выходном сечении футерованных и стальных камер сгорания:

$$T_{\tau}'' = \frac{П_{\tau}}{M_x + П_{\tau}} T_a. \quad (66)$$

Эмпирический коэффициент M_x зависит от типа камеры и вида сжигаемого топлива. При сжигании жидкого топлива для футерованных камер $M_x = 0,85$ и для стальных — $M_x = 0,60$.

Число Больцмана равно:

$$Bo = \frac{B (vc)_{\tau}}{3,6\sigma_0 H_{\tau} T_a^3}, \quad (67)$$

где B — часовой расход топлива, кг/ч; $(vc)_{\tau} = \frac{Q_{\tau}^p - I_{\tau}''}{T_a - T_{\tau}''}$ — средняя

суммарная теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур T_a и T_{τ}'' , кДж/(м³·град); $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) — постоянная Стефана—Больцмана; H_{τ} — радиационная поверхность нагрева (поверхность внутренних стенок камеры сгорания), м².

Объем топочной камеры (камеры сгорания) можно определить по максимально допустимой величине объемной плотности тепловыделения в камере, которую на основании обобщения экспериментальных и эксплуатационных данных для случая сжигания жидкого топлива можно принять равной $q_v = 1000$ кВт/м³. В таком случае объем камеры сгорания (в м³) равен:

$$V_{\tau} = \frac{BQ_{\tau}^p}{3,6 \cdot 10^3 q_v}. \quad (68)$$

Минимальная длина камеры сгорания определяется в зависимости от номинального расхода топлива, марки сжигаемого топлива и типа используемой форсунки по

номограмме, представленной на рис. 9. Внутренний диаметр камеры сгорания составляет

$$d_r = 1,73 \sqrt{V_r/L}, \quad (69)$$

и радиационная поверхность

$$H_n = \pi d_r L. \quad (70)$$

Для приближенных расчетов степень черноты факела может быть принята равной $\epsilon_f = 0,18 \div 0,20$ (большее значение при сжигании более вязкого топлива, к примеру, моторного), а $\epsilon_d = 0,8—0,85$. Средняя температура радиационной поверхности определяется из уравнения (64) при заданном значении коэффициента Ψ и температуре факела T_f , рассчитанной по формуле (63).

Предложенный метод теплового расчета камер сгорания хлебопекарных печей с рециркуляцией продуктов сгорания можно использовать для поверочных и конструкторских расчетов. На основании этого метода в НПО «Хлебпром» разработана универсальная конструкция топочного устройства, обеспечивающая надежное и эффективное сжигание жидкого и газообразного топлива при тепловой нагрузке до 300 кВт.

Глава 4. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОПЛИВНОГО ХОЗЯЙСТВА ХЛЕБОЗАВОДОВ

Снижение потерь жидкого топлива при хранении и транспортировке

Среди мероприятий по экономии жидкого топлива на хлебопекарных предприятиях значительное место должно занимать снижение потерь топлива при его хранении и подготовке к сжиганию. Это может быть достигнуто рациональным устройством складов и правильной организацией приемки, хранения и подачи топлива к печам. В общем случае проведение этих мероприятий позволит сберечь 3—5% топлива.

При нарушении условий хранения и режимов подготовки топлива происходят не только его массовые потери, но и качественные изменения, приводящие к снижению его теплотворной способности, обводнению, засорению посторонними примесями и пр.

Причины потерь топлива

Основными источниками потерь жидкого топлива, а также связанных с его применением потерь тепловой (химической) энергии топлива, на хлебозаводах могут явиться следующие причины.

Разогрев топлива в железнодорожных цистернах при сливе и перекачке в хранилище предприятий с применением «острого» пара может вызвать обводнение топлива на 10—15%. По данным ЦКТИ и ВТИ, сжигание топлива с такой влажностью приводит к перерасходу химической энергии топлива на испарение влаги, эквивалентной 1—1,5% расходуемого топлива. Кроме того, увеличивается расход электроэнергии на привод дымососов вследствие возрастания объема продуктов сгорания и снижается надежность работы топок и систем обогрева печей из-за повышенной коррозии поверхностей нагрева.

Удлинение длительности разогрева и слива железнодорожных цистерн сверх необходимого вызывает увеличение расхода пара на разогрев топлива и потери тепла в окружающую среду (до 20% от часового расхода пара на разогрев цистерны). Причинами продолжительного разогрева чаще всего являются недостаточное давление пара перед вводом его в цистерну, значительная его конденсация в подводящем паропроводе, недостаточно правильное обслуживание устройств для разогрева и слива топлива из цистерн и увеличение термического сопротивления змеевиковых подогревателей вследствие отложений на их поверхности теплообмена.

Хранение топлива в открытых емкостях способствует дополнительному его обводнению атмосферными осадками и вызывает потери от испарения.

Недостаточный подогрев топлива перед транспортировкой и сжиганием не обеспечивает снижения вязкости до нормальной величины, что ухудшает эксплуатацию топливного хозяйства, насосов и форсунок и увеличивает потери, обусловленные топочными процессами.

Отсутствие присадок, необходимых при сжигании сернистых топлив (содержание серы выше 0,5—1%) для уменьшения образования отложений на поверхностях нагрева, в топливопроводах, подогревателях затрудняет их очистку от отложений.

В общем случае предельные нормы потерь жидкого топлива при его приемке и хранении [7] не должны пре-

вышать указанных ниже данных (в соответствии с приказом Госплана СССР № 780 от 10.12.64 г. и изменениями к нему):

Перевозка в железнодорожных цистернах (% от перевозимого количества)	0,040
Прием из железнодорожных и автомобильных цистерн в заглубленные железобетонные и наземные металлические резервуары (в % от принятого количества)	0,021
То же, из барж и танкеров	0,006
Хранение в резервуарах (кг на 1 м ² поверхности в месяц)	
резервуары заглубленные железобетонные	0,003
резервуары наземные металлические	0,006

Устройство и эксплуатация складского топливного хозяйства хлебозаводов должно обеспечивать:

быстрый и полный слив топлива из разгружаемых цистерн, что важно как в отношении уменьшения проста транспортных средств, так и для снижения потерь топлива и его химической энергии;

минимальный расход тепла на подогрев топлива при разгрузке из цистерн, хранении и подаче к печам при минимальной технологически обусловленной для каждого этапа подготовки топлива вязкости;

исключение самопроизвольного смешивания топлива разных марок и его обводнения при сливе и хранении;

подготовку топлива—подогрев и фильтрацию, а при использовании сернистых топлив — добавку специальных присадок.

Параметром, который характеризует технический уровень эксплуатаций склада (т. е. суммарные потери тепла в результате убыли массы и ухудшения качества топлива), является отношение произведения теплоты сгорания полученного к печам топлива и его массы к аналогичному показателю при поступлении топлива на склад. Этот параметр, называемый условным КПД склада топлива, определяется по следующей формуле:

$$\eta_{\text{скл}} = \frac{B_2 Q_{H2}^P}{B_1 Q_{H1}^P}, \quad (71)$$

где Q_{H2}^P — низшая теплота сгорания на рабочую массу топлива, поступившего к печам (средняя величина за месяц, квартал), кДж/кг; Q_{H1}^P — то же, при поступлении топлива на склад, т; B_2 — массовый расход топлива, поступившего к печам за отчетный период времени, т; B_1 — то же, при поступлении топлива на склад, т.

Ориентировочные значения величины $\eta_{скл}$ для правильно устроенных и хорошо эксплуатируемых складов жидкого топлива составляют 0,998—0,999.

Способы снижения потерь

На хлебопекарные предприятия топливо доставляется железнодорожными и автомобильными цистернами, а в ряде случаев — по трубопроводам из близлежащих предприятий (в радиусе до 15 км), имеющих мощное топливное хозяйство, или из нефтеперерабатывающих заводов (нефтебаз).

Наиболее эффективная подача жидкого топлива по трубопроводам, тогда отпадает необходимость в приемно-сливных устройствах, исключено обводнение топлива, обусловленное его разогревом при сливе, сокращается численность обслуживающего персонала, занятого эксплуатацией топливного хозяйства, уменьшается потребный запас топлива и вместимость резервуарного парка, снижаются расходы электроэнергии и тепла на собственные нужды, повышается надежность работы всего топливного хозяйства.

Расчеты, проведенные институтом «Промэнергопроект», показали, что экономические показатели при транспортировании топлива по трубопроводу (даже при необходимости укладки путевого пароподогревателя для моторного топлива и мазутов) выше, чем при подаче его по железной дороге или автомобильным транспортом.

Для доставки топлива по железной дороге используют главным образом большегрузные четырехосные вагоны-цистерны с объемом котла 50 и 61,2 м³ (погрузочный объем 60 м³). В последние годы внедряются цистерны с объемом котла 60 м³ безрамной конструкции, в которых котел является несущим элементом, воспринимающим массу груза и продольно-тяговые усилия. Эти цистерны не имеют приспособлений для поддержания температуры топлива в пути, поэтому топливо, имеющее при наливке цистерны температуру 60—75° С (для моторного топлива и мазутов), в пути охлаждается и при значительной продолжительности маршрута его температура становится ниже точки застывания.

Минимальная температура охлаждения маловязких и моторных топлив при перевозке железнодорожным транспортом в зимнее время года характеризуется следующими значениями [37]:

Европейская часть СССР	
северные районы	—10 °С
средние районы	—5 °С
южные районы	0 °С
Сибирь	
северные районы	—16 °С
южные районы	—12 °С

Помимо цистерн обычной конструкции, имеется ряд конструкций несерийного изготовления, оборудованных стационарными змеевиками или паровыми рубашками. Последние имеют две паровых рубашки, расположенные в нижней части цистерны и вокруг сливного прибора (цистерны вместимостью 50 м³ Брянского машиностроительного завода).

За рубежом широкое применение нашли железнодорожные цистерны, обогреваемые циркулирующим по змеевикам нагретым до 250°С маслом. Масло нагревается встроенной в цистерну многосопловой газовой горелкой, работающей на сжиженном газе и регулируемой автоматически.

В отечественной практике для подогрева топлива перед его сливом из цистерн наибольшее применение находят переносные змеевики, теплоносителем в которых является пар.

По данным, приведенным в работе [7], продолжительность слива цистерны вместимостью 50 м³ в период с 15 октября по 15 апреля составляет для топлив типа моторного и мазутов не более 6 ч (включая и время разогрева топлива), а в теплый период времени — не более 3 ч. Слив топлива из цистерны рекомендуется начинать при температуре подогрева моторного топлива и мазутов не менее 60°С. Бытовое топливо в цистернах перед сливом рекомендуется предварительно подогревать только в крайних случаях, когда температура топлива ниже —10°С.

Для хлебозаводов, работающих на маловязких марках жидкого топлива типа дизельного, бытового и солярового масла, продолжительность разгрузки цистерн объемом 50 м³ в пунктах с механизированным сливом должна быть не более 2 ч, а при немеханизированном сливе (при помощи ручного насоса) — 4 ч [8].

В общем случае продолжительность обработки цистерн определяется длиной фронта слива и конструкцией разгрузочных эстакад и приемных устройств (сечение и уклон сливных и разводящих лотков, вместимость при-

емных-резервуаров, степень механизации сливных операций и пр.) и во избежание наложения штрафов не должна превышать установленных норм.

Рекомендуются следующие прогрессивные методы подогрева топлива в цистернах при их разгрузке: обогрев переносными змеевиковыми подогревателями улучшенной конструкции, электрогрелками, рециркуляционный нагрев путем размыва топлива предварительно нагретым (вне цистерны) топливом аналогичной марки, применение избыточного давления пара или воздуха (слив под давлением) и виброподогрев.

Целесообразно оборудовать цистерны универсальным сливным прибором с паровой рубашкой, что значительно повышает скорость истечения топлива из цистерны.

Виброподогреватели позволяют примерно в 20 раз увеличить коэффициент теплоотдачи от змеевика к подогреваемому топливу и соответственно уменьшить продолжительность разогрева в 2 раза [8].

Рекомендуется обогрев цистерн с топливом переносными змеевиками. Эти подогреватели выпускаются по нормам ВТИ и ЦКТИ Н548—51 и имеют секционную конструкцию с поверхностью нагрева 1,5 или 4,5 м², что позволяет использовать их для автомобильных и железнодорожных цистерн различной вместимости. Змеевики по конструкции выполняются петлевыми, спиральными и радиаторными и изготавливаются из стальных или дюралюминиевых труб диаметром $\frac{3}{4}$ —1". В качестве теплоносителя следует применять пар давлением 0,5—0,8 МПа, который можно получать из котлов серии Е-1/9, устанавливаемых в настоящее время на хлебопекарных предприятиях.

Топливо в цистернах следует разогревать следующим образом [7]. При низких температурах наружного воздуха, когда топливо имеет температуру значительно ниже температуры его застывания, вначале спускают центральную секцию, разогревая центральную зону емкости вплоть до сливного клапана. Затем при помощи шлангов соединяют и последовательно вводят в цистерну левую и правую части (секции) подогревателя, которые фиксируют в необходимом положении при помощи крана-укосины с ручной лебедкой. Иногда для передвижения подогревателей применяют подвесные дороги.

Основными недостатками этого способа подогрева топлива в цистернах являются значительная масса и

большие габаритные размеры змеевиков, большая продолжительность разогрева, необходимость зачистки цистерн после слива, сложность проведения ремонтных работ, снижение эффективности теплообмена вследствие осаждения на поверхностях нагрева карбонидов и пр. Эти дефекты существенным образом влияют на качество подготовки топлива для сжигания, увеличивают потери топлива, затрудняют эксплуатацию топливного хозяйства хлебозаводов и особенно сказываются при использовании различных марок жидкого топлива отдельно для печей, котлов и прочих тепловых устройств. Существенное преимущество змеевиковых подогревателей перед разогревом «острым» паром — исключение обводнения и потерь массы разгружаемого топлива.

Для хлебопекарных предприятий, работающих на мазутах и моторном топливе, наиболее эффективен рециркуляционный подогрев. Затраты на реконструкцию топливного хозяйства окупаются в довольно короткий срок благодаря улучшению качества подготовки топлива, его экономии при разгрузке цистерн и сжигании, повышению надежности эксплуатации оборудования, удешевлению очистки и ремонта цистерн и резервуаров. На этот способ разогрева цистерн в первую очередь целесообразно перевести предприятия, размещенные в районах Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера, а также использовать его при проектировании новых систем топливообеспечения хлебопекарных печей и паровых котлов.

Этот способ подогрева можно успешно использовать не только для подогрева цистерн, но и для нагрева топлива, поступающего из резервуаров топливохранилищ в расходные баки и далее к тепловым устройствам хлебозавода.

При циркуляционном способе подогрева топливо подается насосом из нижней части цистерн или резервуара к насадкам, расположенным в средней и верхней части данной емкости. Турбулентные, предварительно подогретые струи топлива, истекающие из насадков, обеспечивают быстрое и эффективное перемешивание всей массы топлива, однородность его состава и равномерную температуру топлива, препятствуя при этом отложению карбонидов на поверхностях емкости.

Топливо, поступающее в насадки, подогревается во внешних подогревателях трубчатого секционного типа марки ПМ-25-6 и ПМ-40-15, выпускаемых таганрогским

заводом «Красный котельщик». Относительно высокие скорости топлива в трубчатых теплообменниках обеспечивают благоприятные условия теплопередачи от теплоносителя к топливу и длительную работу без образования отложений.

Хорошо зарекомендовали себя секционные подогреватели конструкции ПКБ «Башкирэнерго». Каждая секция такого подогревателя состоит из пучка труб диаметром 38×3 мм, заключенного в кожух диаметром 219×6 мм. Удельная поверхность нагрева этого подогревателя, отнесенная к 1 т подогреваемого топлива, благодаря высокому коэффициенту теплопередачи и рациональной компоновке трубных пучков в 2,5 раза, а масса металла — в 6 раз меньше, чем у широко распространенных подогревателей топлива типа «труба в трубе».

Благодаря быстрому повышению температуры всей массы топлива в резервуаре циркуляционный подогрев позволяет уменьшить температуру хранимого топлива, что сокращает расход тепла на подогрев и уменьшает потери топлива от испарения. Местный подогрев топлива в резервуаре или цистерне осуществляется только в зоне всасывающей трубы.

Из цистерн топливо самотеком поступает в резервуары топливного склада хлебозавода. Потери топлива при этом могут быть снижены путем замены переносных лотков на стационарные междурельсовые, как это принято в действующих типовых проектах установок для топливоснабжения котельных, выполненных Сантехпроектом. Потери тепла сокращаются при оборудовании сливных лотков закрывающимися крышками, что также способствует ускорению слива топлива. Для повышения эффективности данных работ лотки целесообразно оборудовать паровыми рубашками с давлением пара не выше 0,2 мПа.

По ГОСТ 1510—60 мазут и прочее жидкое топливо из цистерн, оборудованных нижним сливным прибором, необходимо сливать полностью с удалением остатка. При этом осадок недопустим не только на днище, но и на стенках котла цистерны.

Наличие остатков мазута и других темных нефтепродуктов в цистернах не позволяет использовать их без зачистки для перевозки маловязких светлых нефтепродуктов. При зачистке цистерн на промывочно-пропарочных станциях обесцвечивается и теряется большое коли-

чество топлива. Осуществить полный слив топлива из цистерн при подогреве острым паром практически невозможно. Это обусловлено тем, что в конце слива прогрет мазута, расположенного под паровыми штангами и в торцевых частях цистерны, происходит весьма медленно. Вследствие большой поверхности охлаждения цистерны большая часть тепла пара (особенно в зимнее время) в конце слива передается в окружающую среду.

Кроме того, существующие цистерны имеют конструктивные недостатки, которые затрудняют полный слив даже маловязкого топлива.

В связи с изложенным для выполнения требований ГОСТ 1510—60 зачистка цистерн в настоящее время возложена на промывочно-пропарочные станции МПС. Работники хлебопекарных предприятий обязаны строго контролировать количество и качество получаемого топлива и принимать все меры к обеспечению максимально возможной степени очистки цистерн.

Качество поступающего топлива должно проверяться по сертификатам нефтебазы, а при возникновении спорных моментов — по результатам лабораторного анализа на основные характеристики, предусмотренные стандартом на данное топливо.

Вязкостно-температурные характеристики топлива и наличие посторонних включений необходимо определять в лаборатории хлебозавода при получении каждой партии (цистерны) топлива.

При заливке в резервуары топливного склада хлебозавода необходимо строго соблюдать соответствие марки заливаемого топлива назначению данного резервуара и не допускать перемешивания (без необходимости) различных марок жидкого топлива. При получении одновременно нескольких марок топлива в первую очередь следует разгружать более вязкое топливо, а после промывки топливного оборудования (трубопроводы, насосы, лотки и пр.) менее вязким топливом и слива его в резервуар, предназначенный для хранения более вязкого топлива, разгружать менее вязкое топливо.

Для хранения каждого вида топлива на складе устанавливается не менее двух резервуаров, имеющих вместимость в основном 25, 50 и 75 м³ (табл. 23).

Основной склад, имеющий вместимость не менее 60-суточного запаса топлива для печей и 20-суточного запаса для котлов, может находиться непосредственно на

Вместимость, м ³	Размеры, мм		Максимальная вместимость, м ³	Масса резервуара (ориентировочная), кг	
	Длина	Диаметр		Подземного	Наземного
3	2050	1400	3,2	321—328	417—429
5	2050	1840	5,5	442—465	579—595
10	2830—3020	2200	11,5	922	966
25	4070—4900	2870	28,7	1682	1812
50	8020—9020	2870	57,4	3061	3250
75	8980—10120	3250	78,0	4173	4500
100	11930—12120	3250	110	5347	5363

территории хлебозавода или быть расположен вблизи другого предприятия, на его территории, либо на специальной площадке, к которой подведены железнодорожные подъездные пути [15].

Если основной склад топлива находится вне территории завода и топливо от него доставляется автоцистернами или по трубопроводам, то вместимость хлебозаводского хранилища должна обеспечивать не менее 5-суточного запаса топлива.

В каждом конкретном случае минимальная вместимость хранилища должна определяться объемом производства хлеба, способом и дальностью доставки топлива, климатическими условиями, характером подъездных путей и возможностью сообщения, а также технологией подготовки топлива к сжиганию.

Согласно «Правилам технической эксплуатации электростанций и сетей» предусматривают отстаивание мазута в течение 7 сут; для маловязких марок такие нормы отсутствуют, и ориентировочно их можно принять равными 1—2 сут. Этот период времени необходим для отстаивания от воды. Необходимо учитывать, что для высокосернистых мазутов длительность отстаивания не имеет никакого значения, поскольку их плотность практически не отличается от плотности воды.

Рекомендации по ведению складского хозяйства

Для мазутов и моторного топлива рекомендуется использовать железобетонные хранилища, а для маловязких марок — металлические. Кроме того, приме-

нение металлических хранилищ разрешается в районах с сейсмичностью более 6 баллов, Крайнего Севера, а также при расширении склада топлива, оборудованного металлическими баками, когда сооружение железобетонных резервуаров не оправдывается технико-экономическими расчетами.

Использование железобетонных резервуаров обеспечивает экономию листовой стали; кроме того, эти резервуары более долговечны и надежны, имеют меньшие потери тепла в окружающую среду и меньшую пожарную опасность.

Выбор глубины размещения резервуара определяется глубиной залегания грунтовых вод: при их глубине 3,5 м и более устраивают подземное хранилище, при меньшей — полуподземное или наземное. Резервуар считается подземным, если наивысший уровень топлива превышает наименьшую отметку прилегающей территории не более чем на 0,2 м, полуподземным, — если резервуар заглублен не менее чем наполовину своей высоты, и максимальный уровень мазута превышает наименьшую отметку прилегающей территории не более чем на 2 м. Для наземного резервуара его днище должно быть расположено на одном уровне или выше минимальной отметки склада. Выбор типа резервуара определяется размером территории предприятия и условиями работы топливного оборудования. При наземном размещении возрастают противопожарные разрывы между отдельными резервуарами и другими объектами, увеличиваются размеры территории и капитальные вложения на ее оборудование.

Однако наземное размещение резервуаров обуславливает возможность строительства наземной топливно-насосной, что существенно улучшает условия эксплуатации топливного хозяйства и повышает надежность работы оборудования.

Заслуживает внимания удачное решение топливного склада, разработанное институтом «Теплопроект» для некоторых ГРЭС и ТЭЦ [7]. Резервуары-устанавливают без заглубления (на отметке +0,3 м) и обсыпают грунтом, что позволяет по условиям противопожарных норм приравнять данный резервуар к подземному сооружению, а условия работы оборудования отвечают эксплуатации наземных складов.

Требования по обеспечению пожарной безопасности

складов хранения жидкого топлива хлебозаводов, относящихся ко II категории пожароопасности, изложены в справочнике [40].

Большое значение для повышения эффективности хранения топлива имеет своевременная очистка резервуаров от посторонних материалов и отложений. При хранении вязких топлив, представляющих собой сложные многофазные смеси органических и неорганических соединений, на стенках и днищах резервуаров образуются отложения. Толщина их зависит от периодов времени между зачистками, способа и температуры подогрева топлива, наличия нерастворимых примесей и степени коксуемости топлива и прочих факторов. Наиболее подвержены отложениям хранилища с паровыми змеевиками. При циркуляционном подогреве, обеспечивающем интенсивное перемешивание топлива в придонных и пристенных слоях, образование отложений значительно меньше.

Применяемые на хлебопекарных предприятиях ручные способы очистки резервуаров отличаются высокой трудоемкостью, значительной стоимостью и небезопасны, а также не обеспечивают должной степени очистки. На ряде электростанций и ТЭЦ применяются механические способы, основанные на гидравлическом размыве отложений струей 0,5—1%-ного водяного раствора моющего препарата МЛ-2 с добавкой 5—10%-ного раствора поваренной соли и последующего химического воздействия на остатки жидкого топлива [6, 7]. В результате высоковязкие отложения приобретают достаточную для слива подвижность. Значительное преимущество этого способа заключается в избавлении от тяжелого физического труда и исключении предварительной пропарки резервуаров.

Повышение эффективности использования топлива путем рациональной подготовки к сжиганию

Подготовительные работы перед подачей топлива из резервуаров к топливоиспользующим устройствам хлебозаводов включают следующее:

предварительный подогрев топлива непосредственно в резервуаре и в системе топливоподдачи;

подачу топлива в производственные цеха;
фильтрацию и подогрев перед распыливанием (если форсуночные устройства не оборудованы встроенными подогревателями);

отвод неизрасходованного топлива в промежуточные емкости или основные резервуары.

Каждая из указанных стадий процесса подготовки топлива должна постоянно контролироваться по следующим параметрам: вязкость (температура), давление и степень очистки.

Подогрев топлива при хранении

Первой стадией подготовки жидкого топлива является его подогрев в резервуарах и хранилище (или в расходных баках), он необходим для обеспечения транспортабельности и облегчения отстоя. В основных резервуарах и хранилище топливо (моторное и мазуты) достаточно подогреть до $50-60^{\circ}\text{C}$, лишь периодически увеличивая температуру до $60-70^{\circ}\text{C}$ для облегчения отстоя. Более высокий подогрев ($80-90^{\circ}\text{C}$ — в зависимости от вязкости топлива) легче и целесообразнее поддерживать в расходных баках, устанавливаемых для некоторых типов пневматических и пневмомеханических форсунок непосредственно в цеху около печей. По нормам пожарной безопасности вместимость одного расходного бака, находящегося в технологических цехах, не должна превышать $0,5\text{ м}^3$, при этом запас топлива должен обеспечить необходимую его потребность на эксплуатацию печи в течение одной смены.

Для механических центробежных и ряда ротационных форсунок установка расходных баков не требуется, к этим форсункам топливо подается по топливопроводам непосредственно из резервуаров.

Для поддержания необходимой температуры в резервуарах необходимо обеспечить достаточную поверхность нагрева паровых змеевиков, которая определяется вместимостью данного резервуара, вязкостью топлива и климатическими условиями района размещения хлебозавода. Для большинства районов, имеющих минимальную температуру окружающего воздуха в зимнее время — 10°C , подогрев маловязких топлив (дизельное, бытовое и пр.) не рекомендуется. Для районов с более низкой температурой необходимо оборудование резерву-

аров паровыми подогревателями при использовании любой марки жидкого топлива.

Степень подогрева топлива в резервуаре определяется возможностью его перекачки насосами различного типа при их эксплуатации в наиболее экономичном режиме (табл. 24).

Таблица 24

РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ТЕМПЕРАТУРЫ (в °С) ПОДОГРЕВА ЖИДКОГО ТОПЛИВА В РЕЗЕРВУАРАХ (РАСХОДНЫХ БАКАХ)

Тип насоса	Марка топлива						
	Дизельное	Бытовое	Моторное	Мазуты топочные		Мазуты флотские	
				М40	М100	Ф-5	Ф-12
Винтовые и шестеренные	10	10	30	30	40	35	35
Поршневые и игольчатые	10	10	40	40	50	40	40
Центробежные	10	10	60—80	60—80	80	50	35—50

Для хлебопекарных предприятий в резервуарах целесообразно использовать вертикальные трубчатые секционные подогреватели жидкого топлива типа ПМ-25-6, выпускаемые Таганрогским котельным заводом. Для подогрева топлива в цистернах также можно использовать и секционные подогреватели.

Техническая характеристика подогревателей ПМ-25-6

Максимальная производительность, т/ч	6
Поверхность нагрева, м ²	13,5
Допустимое давление, МПа	
топлива	2,5
пара	1,3
Количество труб	42
Присоединительные размеры в условных диаметрах, мм	
входа и выхода топлива	70
входа пара	50
выхода конденсата	15
отсоса воздуха	6
Габаритные размеры, мм	
диаметр корпуса и толщина стенок	478×9
высота	2556
Масса без арматуры, кг	650

В общем случае необходимую поверхность нагрева паровых змеевиков резервуаров следует определять по данным табл. 25.

Таблица 25

РЕКОМЕНДУЕМАЯ УДЕЛЬНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА ПАРОВЫХ ЗМЕЕВИКОВ НА 1 м³ ВМЕСТИМОСТИ РЕЗЕРВУАРА (в м²)

Вместимость резервуара, м ³	Марка топлива		
	Моторные, флотские мазуты	Топочные мазуты	
		М40	М100, М200
2—8	0,400	0,450	0,490
9—16	0,250	0,280	0,300
17—82	0,150	0,170	0,180
82—320	0,070	0,080	0,092

Удельный расход пара на 1 м² поверхности нагрева подогревателя при интенсивном нагреве следует принимать равным 10—12 кг/(м²·ч).

Подогрев топлива змеевиковыми и прочими трубчатыми паровыми нагревателями имеет следующие основные недостатки:

снижается интенсивность теплообмена вследствие отложений на поверхности нагрева;

очистка поверхности нагрева от отложений сложна; необходимость применять пар относительно высоких параметров (давление не менее 0,6—0,8 МПа), что не всегда выполнимо в условиях хлебопекарных предприятий;

топливо обводняется и конденсат загрязняется из-за течи труб или их соединений;

проведение ремонтных работ сложно, поэтому необходимо выключать резервуары при замене подогревателей.

Эти недостатки трубчатых подогревателей привели к переходу на более эффективный метод подогрева вязких топлив—рециркуляционный. Он заключается в том, что топливо отбирается из нижней части резервуара и насосом прокачивается через внешний подогреватель. Подогретое топливо по напорному трубопроводу через насадки сбрасывается в нижнюю часть емкости к центру сечения или в сторону, противоположную отводу топлива из нижней части резервуара. Принципиальная схема

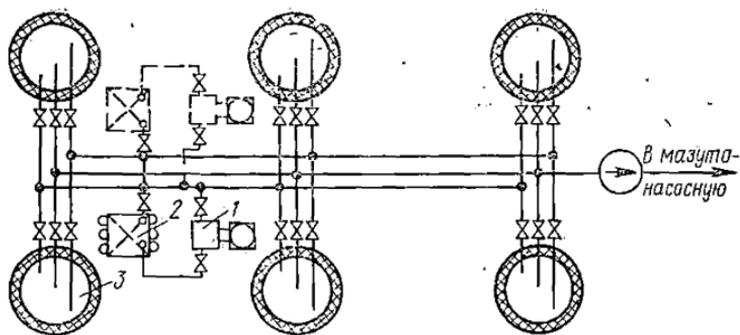


Рис. 40. Принципиальная схема рециркуляционного подогрева топлива:

1 — насос; 2 — подогреватель; 3 — резервуар

размещения оборудования для шести резервуаров, работающих на один топливопровод, показана на рис. 40. Так как разогрев топлива при циркуляционном подогреве занимает мало времени, то одной насосной установки вполне достаточно для нескольких резервуаров. Для резервуаров небольшой вместимости, применяемых на хлебопекарных предприятиях, рециркуляционный подогрев может быть осуществлен путем выделения в емкости расходного отсека с использованием для подогрева тепла рециркулирующего топлива из котельной или от печей. Избежать осадений карбонидов и прочих включений в расходном отсеке возможно при помощи правильного ввода и достаточной мощности потока рециркулирующего топлива.

Подогрев топлива при транспортировке

Подогрева топлива только в резервуарах недостаточно, так как возможно его охлаждение в трубопроводах на пути к горелочным устройствам. Особенно опасно охлаждение топлива при перерывах в его подачи к форсункам и при прекращении циркуляции топлива в отдельных ветвях топливопровода.

Все топливопроводы, предназначенные для перекачки моторного топлива и мазутов, должны постоянно подогреваться с помощью паропровода (парового «спутника»), заключенного в одну общую теплоизоляцию с трубопроводом (рис. 41). Для пара должен быть предусмотрен надежный отвод конденсата через горшок, шайбу

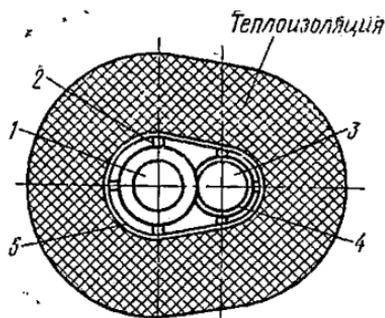


Рис. 41. Обогрев и теплоизоляция топливopроводов:

1 — топливopровод; 2 — деревянная рейка; 3 — паропровод; 4 — воздушная прослойка; 5 — листовая сталь (жесть)

или другие устройства, чтобы конденсат не застаивался в отдельных ответвлениях паропровода.

При сооружении системы топливopдачи и обогрева топливopводов на хлебопекарных предприятиях практически не уделяется внимание разработке мероприятий по сокращению потерь как самого конденсата, так и его тепла. Между тем конденсат для паровых котлов является наиболее ценной составляющей питательной воды, поскольку он содержит

весьма мало растворенных веществ и имеет определенный температурный потенциал. Применение конденсата позволяет повысить паропроизводительность и надежность работы котлов, уменьшить расход регенерирующих веществ в химводоочистке и снизить эксплуатационные расходы, связанные с обслуживанием и химическим контролем.

Несмотря на большую ценность конденсата для котельной, потери его на большинстве хлебопекарных предприятий неоправданно велики. Как правило, они являются следствием упущений эксплуатационного персонала в части сбора, возврата и использования конденсата, а также дефектов проектирования и монтажа системы парового подогрева топлива в цистернах, резервуарах и топливopпроводах, т. е. на всех участках топливного хозяйства хлебозаводов. Практика показывает, что при надлежащем внимании к этим вопросам потери конденсата могут быть сведены до минимума, а тепло конденсата может быть использовано для нужд низкотемпературного теплoпотребления — отопления, расстойки тестовых заготовок, вентиляции, горячего водоснабжения и прочих нужд.

Схему использования тепла конденсата необходимо выбирать в каждом конкретном случае исходя из условий наибольшей экономичности, надежности, простоты устройства и удобства обслуживания применительно к

местным условиям теплоснабжения и теплоснабжения (на технологические, отопительные и другие нужды). Выбору схемы использования конденсата должны предшествовать профилактические мероприятия по максимальному использованию тепла греющего пара в подогревателях топлива и мероприятия по максимально возможному сбору конденсата.

Устранение потерь конденсата в системах топливо-снабжения состоит в ликвидации неплотности арматуры и паропроводов, предохранительных клапанов и прочих устройств.

Плотность пароводяной арматуры зависит от качества монтажа и в дальнейшем — от организации своевременного ремонта. Неплотности соединений являются следствием применения некачественных прокладок, плохой затяжки фланцев, перекоса труб и фланцев, неправильной установки опор и больших изгибающих усилий при тепловом расширении участков труб. Для уплотнения арматуры применяют прокладки из паранита, резины и картона. Выбор материала зависит от температуры и свойств транспортируемой среды (пар или конденсат).

Наибольшие потери пара и конденсата происходят через предохранительные клапаны. Основным условием их плотности является тщательная притирка уплотнительных поверхностей, не допускающая даже незначительных рисков, капиллярных каналов и неровностей. Притирка клапана дает хорошие результаты в том случае, если на уплотняющих поверхностях отсутствуют эрозионные разъедания. При их наличии необходимо наваривать поврежденные места и протачивать детали клапана на станке. В ряде случаев причиной потерь является неправильная регулировка клапана. Если клапан отрегулирован только на рабочее давление, то незначительное превышение давления вызывает утечки транспортирующей среды.

Исправное состояние конденсатоотводчиков имеет большое значение для экономичного расходования пара и снижения потерь с конденсатом. Для обеспечения нормальной работы конденсатоотводчика необходимо прежде всего проверить характеристику установленного устройства, исходя из расхода, давления и температуры конденсата.

Аналогичные мероприятия необходимы и при контроле работы топливопроводов и для исключения по-

ть топлива через неплотности системы подачи топлива.

Более подробные сведения о конструкции устройств для подогрева топлива в резервуарах, методах борьбы с потерями тепла при оборудовании топливного хозяйства и способах вторичного использования конденсата изложены в специальной литературе [6, 7, 8, 30].

Фильтрация топлива

Фильтрация жидкого топлива желательна для всех форсуночных устройств и насосных установок и необходима в первую очередь для механических центробежных форсунок, имеющих распылительные сопла весьма незначительного диаметра (0,3÷0,5 мм). Большое значение фильтрация топлива также имеет при автоматическом регулировании теплового режима печей и котлов, когда необходимо обеспечить четкую и бесперебойную работу форсунок и аппаратуры (насосы, клапаны и пр.) при любых режимных параметрах без участия обслуживающего персонала.

В зависимости от марки жидкого топлива, фракций посторонних включений (металлопримеси, частицы кокса, сальниковые уплотнения и пр.) и способа распыливания (типа форсуночного агрегата) перед поступлением топлива в форсунку рекомендуется устанавливать фильтры грубой и тонкой очистки или только фильтр тонкой очистки.

Для всех типов воздушных и паровых форсунок, не оборудованных шестеренными (роторными или плунжерными) насосами и работающих на всех марках жидкого топлива, вполне достаточно установка только фильтров грубой очистки.

Для всех типов воздушных, паровых, пневмомеханических и ротационных форсунок, оборудованных шестеренными (роторными или плунжерными) насосами, имеющих диаметр распылительного сопла менее 3 мм и работающих на мазутах, моторном топливе и соляровом масле, необходима установка фильтров грубой и тонкой очистки. Для этих же типов форсунок, но работающих на дизельном и бытовом топливе, рекомендуется устанавливать только фильтры тонкой очистки.

Для механических центробежных форсунок, работающих на всех видах топлива, установка фильтров обоих

типов обязательна. При этом в ряде форсунок имеется дополнительный фильтр тонкой очистки (с размером ячеек в свету $0,25 \times 0,25$ мм или $0,3 \times 0,3$ мм), установленный непосредственно в распылительном сопле (см. рис. 13).

При использовании всех типов форсунок фильтр тонкой очистки устанавливается непосредственно перед входом топлива в насос, предназначенный для распыливания топлива, а фильтр грубой очистки может быть установлен после расходного бака или резервуара (на напорном топливопроводе после насосов узла подачи топлива в производственные цеха или котельную).

Первой ступенью очистки топлива при различных видах форсунок является подъемный фильтр-сетка, расположенный в отводных лотках сливного устройства цистерн (перед подачей топлива в резервуары).

В случае подачи топлива по трубопроводам с расположенных рядом нефтебаз или с соседнего предприятия, имеющего крупное топливное хозяйство, достаточна установка фильтра тонкой очистки (для механических форсунок, работающих на всех видах топлива и пневмомеханических и ротационных, работающих только на мазутах, моторном топливе и соляровом масле).

Необходимо помнить, что необоснованная установка дополнительного оборудования усложняет устройство и обслуживание топливной системы.

Фильтры тонкой очистки должны обеспечить поступление в насосы и форсунки практически очищенного топлива, что позволяет уменьшить износ и загрязнение распыливающих элементов форсунок и рабочих органов насосов. Из опыта эксплуатации различных конструкций форсунок и насосов следует, что наиболее оптимальным является размер сетки в свету $0,4 \times 0,4$ мм или $0,5 \times 0,5$ мм (сетка соответственно № 0,4 и 0,5 по ГОСТ 6613—53) для всех механических центробежных форсунок и $0,7 \times 0,7$ мм для ротационных и пневмомеханических форсунок.

В случае установки распылительных сопел с диаметром менее 0,3—0,4 мм необходима установка фильтров с сеткой № 80 или № 100 (по ГОСТ 3187—46), обеспечивающей максимальный диаметр пропускаемых частиц 0,105—0,127 мм.

При сооружении топливных систем, работающих по циркуляционной схеме, в ряде случаев фильтры тонкой

очистки не устанавливают, полагая, что при данной схеме подачи топлива загрязнение топлива будет минимальным. С таким доводом согласиться нельзя, поскольку засорение топлива посторонними примесями возможно при любой схеме подачи топлива и может быть обусловлено поступлением в трубопроводы частиц ржавчины, уплотнений и пр.

При работе топливной системы по любой схеме и при использовании практически всех марок жидкого топлива к фильтрации последнего необходимо предъявлять самые жесткие меры. Особенно важна фильтрация при эксплуатации механических центробежных форсунок типа ДМА-30, «УниTERM» и прочих, работающих на давлении свыше 1,2—1,5 МПа.

Различные конструкции фильтров тонкой очистки показаны на рис. 42—44.

Фильтр конструкции ЦНИИТмаша (рис. 42) имеет компактную схему; для увеличения площади фильтрации и уменьшения сопротивления сетка фильтра надета на цилиндрический каркас (труба диаметром 3"). Для очистки фильтра его необходимо отключить, поэтому в целях бесперебойной подачи топлива необходимо устанавливать два параллельно включенных фильтра. Съемная крышка дает возможность сравнительно легко очистить каркас и сетку от загрязнений. Корпус фильтра обогрева не имеет, поэтому его рекомендуется использовать только на маловязких марках жидкого топлива.

На рис. 43 показана конструкция малого фильтра, устанавливаемого непосредственно перед форсункой.

Заслуживает внимания пластинчатый фильтр марки ФП-1 [30]. Очистка фильтра возможна без отключения его от магистрали.

Поступающий в корпус (рис. 44) фильтра мазут проходит через фильтрующую головку, набранную из пластин и прокладок. Небольшая толщина прокладки (0,15—0,2 мм) определяет тонкую очистку топлива. При повороте рукоятки 5 неподвижные скребки 4 удаляют грязь с фильтрующих пластин. Очистка осуществляется при полном обороте фильтрующего пакета без отключения фильтра.

Для подогрева вязкого топлива (мазуты, моторное топливо и пр.) и поддержания его вязкости постоянной фильтр снабжен паровой рубашкой.

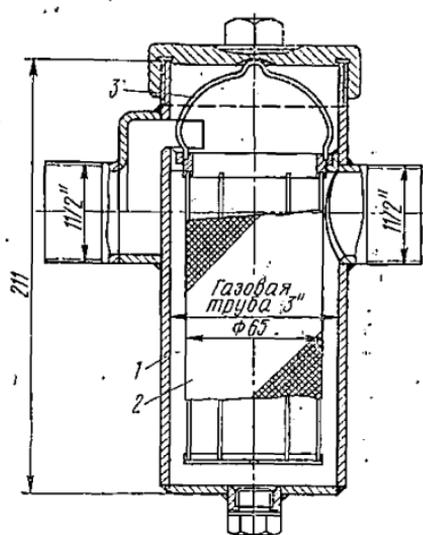


Рис. 42. Фильтр для жидкого топлива конструкции ЦНИИТмаш:
1 — корпус фильтра; 2 — сетка; 3 — скоба для выемки сетки

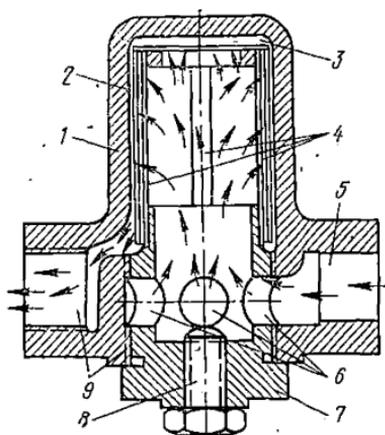


Рис. 43. Фильтр тонкой очистки:

1 — корпус; 2 — цилиндрическая сетка; 3 — вход топлива; 4 — цилиндр; 5 — штуцер; 6 — проходные отверстия; 7 — пробка; 8 — винт; 9 — выход топлива

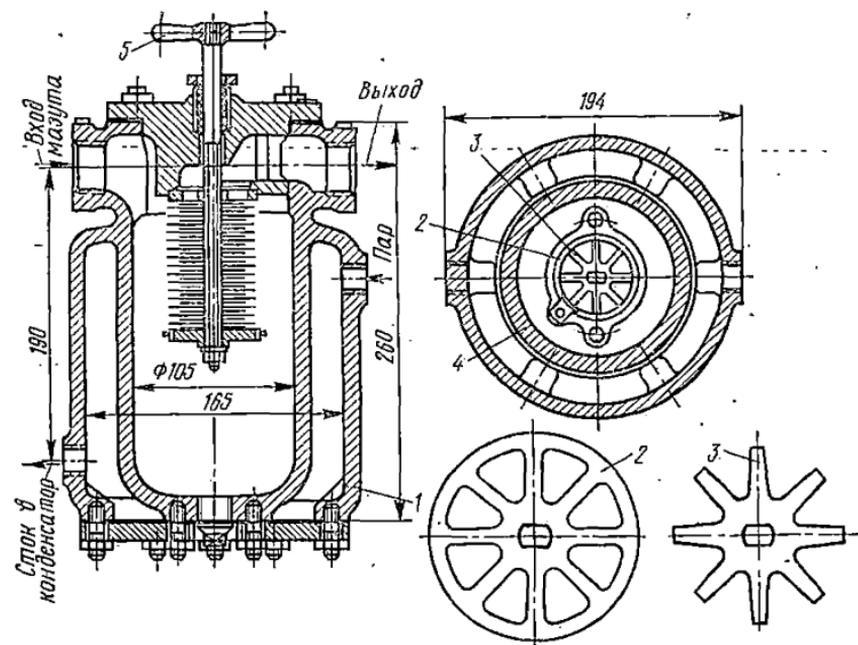


Рис. 44. Пластинчатый фильтр ФП-1:

1 — корпус; 2 — пластины; 3 — прокладки; 4 — неподвижные скребки; 5 — рукоятка

Максимальная потеря давления топлива в фильтре составляет не более 30 кПа, максимальное давление — 0,7 Па. Давление греющего пара не должно превышать 0,5 Па. Фильтр предназначен для тонкой очистки топлива и требует установки предварительного фильтра грубой очистки.

Зарубежные форсуночные агрегаты («УниTERM», «Риелло» и пр.) имеют фильтры тонкой очистки, корпус которых обогревается при помощи ленточных электронагревательных элементов. Степень подогрева устанавливается и контролируется при помощи термостатов, работающих от импульса, получаемого от термопары, размещенной в выходном патрубке фильтра (или биметаллического термометра).

Грубая очистка топлива на выходе из резервуаров (расходных баков) осуществляется фильтрами конструкции «Теплопроекта», имеющими сетку № 2,5 (ГОСТ 6613—63). В этих фильтрах топливо вводится через верхний патрубок, выводится — через нижний патрубок в боковой стенке стакана. Фильтр очищается без его разбора путем продувки паром (периодически, не менее 1 раза в сутки). Стакан продувается в направлении, обратном движению топлива. Для нормальной бесперебойной работы необходимо включать в магистраль не менее двух фильтров (рис. 45).

При сжигании вязких марок жидкого топлива с целью доведения их вязкости до оптимальной в форсуночных агрегатах механического и пневмомеханического действия устанавливаются встроенные электроподогреватели. Конструкция этих подогревателей весьма разнообразна и определяется способом подогрева и распыливания топлива. В целях повышения эффективности сжигания топлива его вязкость до входа в распылительное сопло должна быть не менее 1—1,5° ВУ, степень подогрева устанавливается в соответствии с рис. 1 в зависимости от марки распыливаемого топлива. Опыт эксплуатации зарубежных форсунок на моторном топливе и мазутах показывает, что наиболее оптимальной является температура подогрева 85—95° С. Маловязкие марки

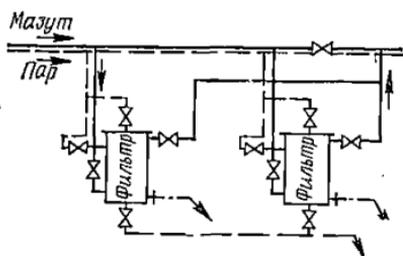


Рис. 45. Схема включения топливных фильтров

топлива типа дизельного и бытового предварительного подогрева не требуют, иначе возможно появление кавитации со всеми вытекающими последствиями. Кроме того, эти марки топлива имеют сравнительно низкую температуру вспышки (40—45° С) и их подогрев может привести к вскипанию топлива в подогревателях и возникновению пожара.

В общем случае при установлении степени подогрева топлива перед распыливанием следует пользоваться рекомендациями, изложенными в главе 2 с учетом рис. 1. При этом необходимо иметь в виду, что чем меньше вязкость распыливаемого топлива, тем меньше размер распыленных частичек топлива и тем быстрее заканчивается самая медленная стадия процесса горения — испарение — и последующее смешение с дутьевым воздухом.

Улучшение качества топлива

Одним из эффективных средств повышения полноты сгорания вязких марок жидкого топлива и снижения золых отложений в топке и газоходах тепловых устройств является применение присадок ВНИИНП-104 и ВНИИНП-106. В результате их использования снижается загрязнение топливопроводов, подогревателей и фильтров, а также исключается образование донных отложений в резервуарах. Особенно важно применение присадок в тепловых агрегатах, имеющих низкую температуру уходящих газов, хвостовые поверхности нагрева которых работают в условиях низкотемпературной коррозии. До настоящего времени данные присадки в хлебопекарной промышленности широко не используются, хотя их внедрение позволяет значительно повысить эффективность сжигания вязких марок жидкого топлива и надежность работы топливного хозяйства.

Типовой проект установки для ввода присадок разработан ЦКТИ [7], присадки ВНИИНП-104 и -106 серийно изготавливаются фенольным заводом «Укрглавкокс» (Донецкая область). Присадки вводятся насосом-дозатором НД-1000/10 в количестве до 2 кг на 1 т топлива. Оптимальным условием применения жидких присадок являются достаточная температура подогрева топлива и длительность его контакта с присадками, а также их

хорошее перемешивание. Эти присадки изготавливаются из продуктов пиролиза нефтяных углеводородов или из бензолных продуктов коксования каменных углей.

По данным ЦНИИ морского флота [8], применение присадок позволяет снизить расход топлива на 1,5—2 %.

Подача топлива к печам

Системы подачи топлива к форсунок или расходным бакам из резервуаров топливного склада определяются маркой используемого топлива, типом применяемых форсунок, количеством и производительностью установленных печей.

Различают циркуляционную и тупиковую схемы подачи топлива к печам. Независимо от схемы подачи топлива оборудование топливонасосной установки должно быть выполнено в соответствии с рис. 46 и включать следующие устройства: насосы 1 для подачи топлива в производственные цеха (к печам), насосы 2 циркуляционного контура, подогреватели вязкого топлива 3, фильтры грубой 4 и тонкой 5 очистки. Вспомогательное оборудование насосной — охладитель конденсата 6 и дренажные насосы 7.

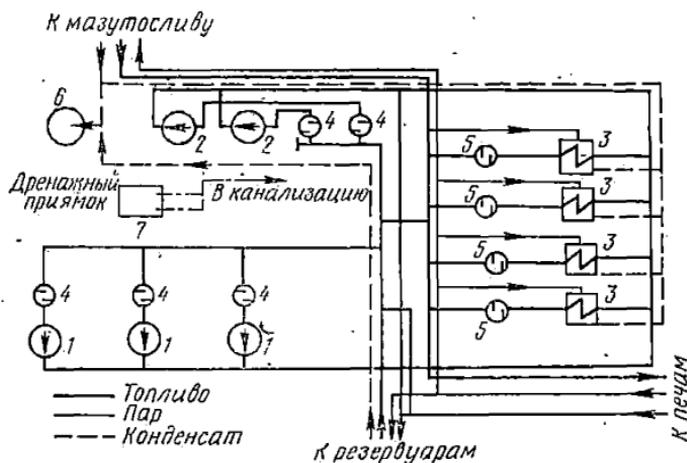


Рис. 46. Принципиальная схема оборудования топливонасосной: 1 — насосы подачи топлива к печам; 2 — насосы циркуляционного контура; 3 — подогреватели; 4 — фильтры грубой очистки; 5 — фильтры тонкой очистки; 6 — охладитель конденсата; 7 — дренажные насосы

Кроме того, необходимо наличие подземных резервуаров аварийного слива топлива, имеющего вместимость не менее 30% суммарного объема всех резервуаров топливного склада. На трубопроводе, соединяющем расходные и аварийные резервуары, необходима установка не менее одного запорного устройства (вентиля), расположенного вне здания склада.

Тип насосов, установленных в мазутохранилище, определяется расходом топлива, его вязкостью и распределением топлива по тепловым устройствам. Если все тепловые устройства, эксплуатируемые на хлебозаводе, снабжаются одним видом топлива, то рекомендуется устанавливать не менее двух насосов — один рабочий и один резервный. При снабжении хлебопекарных печей и котлов различными марками топлива (что является наиболее распространенным) необходимо на каждый вид топлива устанавливать по два насоса, работающих соответственно на печи и котлы.

Характеристики насосов, применяемых в системах топливоподачи, приведены в справочнике [53]. Предпочтение следует отдавать шестеренным насосам, имеющим более оптимальные эксплуатационные характеристики. При переводе предприятия с одной марки жидкого топлива на другую необходимо учитывать изменение характеристик работы насосов (подача и давление) при изменении вязкости нагнетаемого топлива.

При использовании шестеренных насосов автоматическое регулирование давления топлива следует осуществлять регулятором давления на напорной магистрали, а не на рециркуляционной линии, так как в последнем случае расход электроэнергии на привод насосов значительно выше.

Для предотвращения твердых отложений и пробок в топливопроводах необходимо поддерживать постоянную циркуляцию топлива, что приводит к перерасходу электроэнергии, но обеспечивает надежность эксплуатации топливного хозяйства. Рекомендуемая скорость движения топлива в трубопроводах для маловязких топлив — 0,5—1,0 м/с, для вязких — 1—1,5 м/с. Такие скорости обеспечивают минимальный расход электроэнергии на привод насосов при минимальных отложениях в трубопроводах.

Одним из мероприятий по экономии тепловой энергии в топливном хозяйстве является применение так на-

зываемого холодного хранения вязких топлив [7]. Установлено [8], что пуск системы подачи топлива к агрегатам и системы циркуляционного подогрева вполне осуществим при температуре моторного топлива 20—25° С, мазутов марки М40 — 25—30° С и мазутов марки М100 — 30—35° С. При таком хранении обязательным условием надежного включения системы и быстрого повышения температуры топлива является попутный подогрев всасывающего и напорного топливопроводов по всей их длине, исключающий образование пробок застывшего топлива. Для определения времени включения циркуляционного подогрева необходимо контролировать температуру топлива в резервуаре.

Топливо к форсункам поступает под давлением (напором), создаваемым напорными баками или насосами. В свою очередь в напорные баки топливо подается также от насосов. Подача топлива от напорных баков нашла ограниченное применение — только для воздушных форсунок марки П-126 и ПНГ-2 с предварительной газификацией топлива, допускающих применение топлива весьма низкого давления (не более 0,8—1 кПа). Установка напорных баков в производственных цехах и котельных небезопасна в пожарном отношении и неудобна в эксплуатации, однако позволяет осуществить постоянный учет расходующего топлива. Кроме того, применение напорных баков при сжигании вязких топлив требует оборудования этих баков паровыми или другими подогревателями, что приводит к перерасходу тепловой энергии и усложнению топливного хозяйства. Однако с этими недостатками приходится мириться ввиду ограниченного производства форсуночных агрегатов с другими способами распыливания топлива.

На хлебопекарных предприятиях применяются тупиковая и циркуляционная схемы подачи топлива к форсункам. Тупиковая схема довольно проста, но имеет следующие недостатки:

изменение давления топлива в подводящей сети вследствие изменения потребления топлива по отдельным форсункам;

при подаче вязкого топлива в период отключения отдельных форсунок возможно его застывание в трубопроводах даже при наличии парового «спутника»;

сложность и трудоемкость включения топливного хозяйства в действие (необходимость предварительного

прогрева всех трубопроводов, слив из системы застывшего топлива и продувка ее паром и пр.).

Тупиковая схема топливоподачи может быть успешно использована только при сжигании маловязких топлив в механических, пневмомеханических и роторных форсунках, оборудованных насосами с обратной циркуляционной системой подачи топлива во всасывающую полость насоса. На рис. 47 показана тупиковая схема для форсуночного агрегата ДМА-30, фирмы «Тиссен» (такая же схема может быть использована и для форсунок «УниTERM», «Спартак», «Метеор» и прочих при работе на дизельном или бытовом топливе).

Наиболее рациональна циркуляционная схема, которая является универсальной и может быть использована для всех типов форсунок и всех видов топлива. Несмотря на большие капитальные вложения при сооружении такой схемы топливоподачи и большой расход электроэнергии на привод насосов, данная схема надежнее в эксплуатации, позволяет использовать менее дефицитные и более дешевые марки жидкого топлива, а также осуществить автономное регулирование давления и расхода топлива в каждой форсунке, включенной в схему, без соответствующего изменения этих параметров в других, параллельно включенных форсунках.

Первичный пуск форсуночных агрегатов и топливного хозяйства хлебозавода производится только при наличии пускового акта (разрешения), выдаваемого местными органами пожарной инспекции после приемки объекта приемочной комиссией и при наличии документации о соответствии выполненного проекта топливоснабжения и производственных помещений установленным требованиям.

Первичный пуск топливного хозяйства, работающего по циркуляционной схеме, производится путем предварительного заполнения всех топливопроводов топливом при включении подачи пара в попутную обогревающую линию. Паровые краны следует открывать постепенно во избежание повреждения регулирующей и запорной арматуры.

На рис. 48 показан пример выполнения циркуляционной схемы для форсунки с механическим распыливанием топлива (к примеру, ДМА-30), а на рис. 49 — для форсунки ПНГ-2 с воздушным распыливанием топлива. Последняя схема была внедрена на Флорештском хлебо-

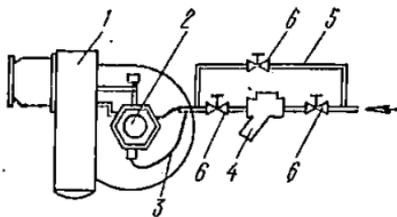


Рис. 47. Принципиальная схема установки форсунки ДМА-30 при тупиковой схеме: 1 — форсунка; 2 — насос форсунки; 3 — обратная линия; 4 — фильтр тонкой очистки; 5 — байпас; 6 — вентили

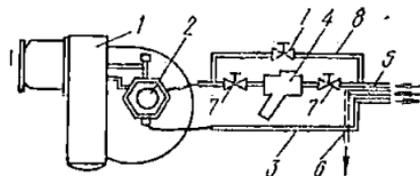


Рис. 48. Принципиальная схема установки форсунки ДМА-30 при циркуляционной схеме:

1 — форсунка; 2 — насос форсунки; 3 — обратная линия; 4 — фильтр тонкой очистки; 5 — паропровод; 6 — конденсатная линия; 7 — вентили; 8 — байпас

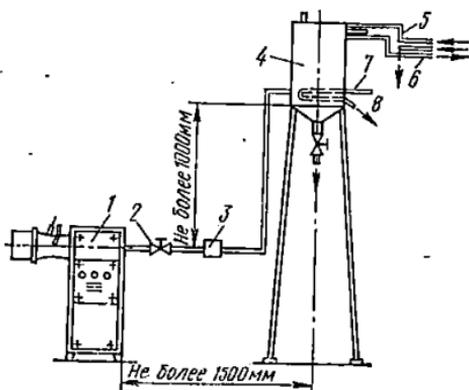


Рис. 49. Принципиальная схема установки форсунки PNG-2 при работе на моторном топливе:

1 — форсунка; 2 — вентиль; 3 — паровой змеевик; 4 — расходный бак; 5 — топливопровод; 6 — обратная линия; 7 — паропровод; 8 — конденсатная линия

заводе Молдавской ССР с печами ПХС-25М и показала хорошие эксплуатационные характеристики при сжигании моторного и печного топлива. На рис. 50 показаны схемы подачи топлива к форсункам ОЭН.

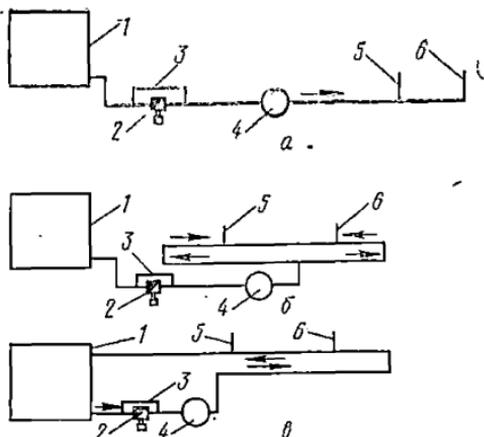
При проектировании и эксплуатации систем подачи топлива от резервуаров к печам необходимо выполнять следующие требования (помимо вышеизложенных), обеспечивающие эффективное использование жидкого топлива:

производительность насосов, подающих топливо к печам из топливного склада (резервуаров), должна составлять не менее 150% от максимального часового расхода. При этом необходимо учитывать, что количество рециркулирующего в системе топлива равно не менее 50% от его часового потребления [20];

напор насосов должен обеспечить компенсацию всех сопротивлений топливной системы на участке от топли-

Рис. 50. Принципиальные схемы топливоснабжения форсунок ОЭН:

а — тупиковая; *б* — кольцевая; *в* — циркуляционная; *1* — расходный бак; *2* — насос; *3* — байпас; *4* — подогреватель; *5* и *б* — топливопроводы



вохранилища до печей с запасом по напору не менее 15—25% [20];

все оборудование топливного хозяйства и топливопроводы необходимо дублировать, причем каждый из подающих трубопроводов должен обеспечить не менее 50—75% максимального расхода топлива;

при проектировании и расчетах подогревателей топлива (змеевики и пр.) и прогревающих «спутных» паропроводов скорость движения топлива в подогревателях должна быть не ниже 1,4—2,0 м/с, скорость пара — 40—60 м/с и конденсата — 1,3—2,0 м/с. Величина уклонов трубопроводов не менее 0,005 (5 мм на 1 м);

все прогревающие паропроводы должны быть оборудованы конденсатными горшками или прочими устройствами, позволяющими использовать конденсат на технологические и энергетические нужды хлебопекарного предприятия;

при использовании низконапорных воздушных форсунок групповая установка расходных баков не допускается, каждая форсунка должна иметь свой расходный бак с автоматическим регулированием уровня топлива в нем и подогревом (последнее при использовании топлива типа моторного, мазутов и пр.);

при установке шестеренных насосов давление топлива во всасывающей полости не должно превышать установленное для данной марки насосов значение;

при вынужденном выборе тупиковой схемы необходимо все топливопроводы заизолировать и снабдить паровыми «спутниками». В самой низкой точке топливопровода устанавливают штуцер для спуска загрязненно-

то топлива. Топливопровод должен быть оборудован устройством для продувки его паром. Периодичность продувки определяется степенью загрязнения топлива и его вязкостью. Непосредственное присоединение паровой линии к топливopроводу не допускается. Поэтому на нем необходимо предусмотреть патрубки с резьбой для присоединения шланга паропровода.

Эффективное использование обводненного жидкого топлива

Поступающее в топливное хозяйство хлебозаводов вязкое жидкое топливо (моторное, мазуты и пр.) является обводненным: летом в среднем до 8—10%, зимой — до 15—20%, что объясняется разгрузочно-погрузочными операциями (разогрев острым паром, атмосферные осадки, грунтовые воды и пр.). В эксплуатационных условиях при существующей на хлебозаводах схеме топливopодготовки жидкое топливо обезвоживают методом отстоя (в резервуарах, расходных баках и пр.). Однако этот метод малоэффективен в связи с повышенной плотностью вязких топлив, близкой к плотности воды, и высокой вязкостью этих топлив. Также неэффективен метод повышения температуры мазута для снижения его вязкости и плотности из-за соответствующего увеличения конвективных токов и смешения топлива и воздуха.

Трудность разделения системы мазут—вода определяется не только этими факторами. В процессе подогрева и транспортировки, когда образуются устойчивые эмульсии типа вода—масло, вследствие наличия в мазуте природных эмульгаторов выделение воды из него весьма затруднено. Поэтому термохимические, химические, гидравлические и прочие методы обезвоживания в большинстве случаев практически неэффективны из-за низких технико-эксплуатационных и экономических показателей: высокой стоимости обезвоживания, превышающей для отдельных методов 25% стоимости топлива, сложности и малой производительности установок и большой потери мазута с дренируемой водой, загрязненной нефтепродуктами, и пр.

Возможность сжигания различных обводненных топлив в виде однородных эмульсий типа вода—масло в котлах, печах и двигателях была установлена еще в 20-х годах [55] (работы ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского).

В дальнейшем ЦНИИ речного флота предложил и детально разработал новый способ подготовки к сжиганию сильно обводненных жидких топлив (до 60—65%). Институтом горючих ископаемых АН СССР и АН Украинской ССР и Ивановским энергетическим институтом разработаны методы сжигания обводненного топлива путем превращения их в водно-топливные эмульсии. В частности, установлено, что при обводнении до 10—20% точные процессы не только не ухудшаются, но интенсифицируются в результате увеличения поверхности испарения и улучшения перемешивания топлива и воздуха. Скорость горения эмульгированного топлива более высокая, интенсифицируется процесс догорания сажистых частичек и соответственно уменьшается отложение сажи и кокса на греющих поверхностях.

В обычном состоянии вода, содержащаяся в мазуте, распределяется неравномерно (в виде отдельных слоев или гнезд). Вследствие этого в форсунки поступают такие порции топлива, в которых содержание воды может приближаться к 100%, при которых горение станет невозможным.

Сжигание мелкодиспергированной водно-топливной эмульсии лишено этого недостатка, вследствие чего этот способ использования обводненных топлив нашел широкое применение в теплоэнергетике [7, 55].

Северокавказским СМНУ треста «Оргпищепром» [50] проведены наладочно-исследовательские работы по выявлению возможности сжигания топливных эмульсий из обводненных мазутов марки М80, М100 и М200 с различным содержанием воды. В частности, установлено, что мазуты для приготовления эмульсий необходимо подогревать до 80° С. Это не только способствует получению высококачественной эмульсии, но и значительно снижает расход электроэнергии на транспортировку эмульсии. При температурах, которые поддерживаются для топлива перед его распыливанием в форсунке, вязкость эмульсии мало отличается от вязкости исходного мазута и практически не влияет на расходные характеристики форсунки и качество сжигания топлива. Это позволяет использовать те же форсунки и ту же топливную арматуру, что и при сжигании необводненного топлива.

Интересно отметить, что сжигание топливной эмульсии позволяет снизить содержание сажи в продуктах сгорания в 2—3 раза [7].

Опытно-промышленная проверка различных устройств для приготовления топливных эмульсий показала, что наиболее высокими эксплуатационными характеристиками обладают установки с использованием механических колебаний звукового и ультразвукового диапазона частот. Получаемые в этих эмульгаторах эмульсии с содержанием воды даже до 50% отличаются очень высокой дисперсностью (диаметр капель 2—3 мкм) и стабильностью. При транспортировке и хранении они не расслаиваются в течение 7 сут даже при нагревании до 100° С.

Звуковые и ультразвуковые эмульгаторы изготавливаются Московским экспериментальным заводом ВНИЭКИпродмаша и другими предприятиями. Необходимая производительность достигается объединением нескольких установок в блоки. Эти эмульгаторы высокопроизводительны, просты в обслуживании, компактны, герметичны и экономичны. Их можно эксплуатировать как при замкнутом цикле эмульгирования (при периодическом приготовлении эмульсий), так и при непрерывном поточном процессе производства.

Заслуживает внимания простой по конструкции диспергатор кулебакского завода им. С. М. Кирова (рис. 51), хорошо зарекомендовавший себя в работе [30].

В случае отсутствия типовых диспергаторов улучшить качество топливной эмульсии можно барботированием через нее сжатого воздуха давлением 0,05—0,08 МПа. В ряде случаев можно использовать компрессорный воздух, получаемый в установках бестарного хранения муки.

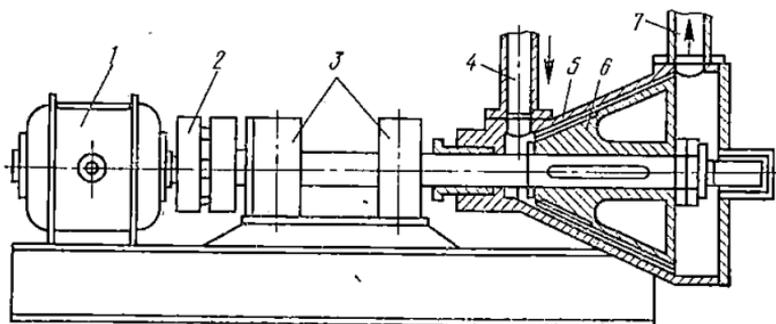


Рис. 51. Диспергатор кулебакского завода им. С. М. Кирова: 1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 — подшипники; 4 — вход топлива; 5 — корпус диспергатора; 6 — ротор диспергатора; 7 — выход эмульсии

Учет и нормирование расхода жидкого топлива

Важнейшим условием эффективного использования жидкого топлива является строгий учет его количества и качества при получении и на всех этапах его использования, а также введение и поддержание обособленных норм расхода.

Учет и оперативный контроль качественных характеристик используемого топлива были рассмотрены в главе 1.

Учет жидкого топлива при получении

При получении топлива в железнодорожных цистернах оно учитывается весовым способом вагонными весами на станции-получателе, а при доставке автомобильным транспортом — платформенными весами, имеющимися на каждом хлебопекарном предприятии. При этом необходимо учитывать остаток топлива в цистерне; количество принятого топлива контролируется по объему мазутохранилища.

Тарировка мазутохранилища должна быть проведена по специальной методике с составлением калибровочных таблиц, по которым определяют количество топлива в резервуаре в зависимости от степени его заполнения (уровня). При этом обращается внимание на правильное определение плотности и степени обводнения мазута. Плотность определяется ареометром-нефтеденсиметром, в который вмонтирован термометр, измеряющий температуру испытуемой пробы топлива. Для правильного определения плотности и массы топлива необходимо вводить поправку на температуру, величину которой принимают из специальных таблиц [5]. Уровень топлива в резервуаре измеряют специальными стальными рулетками с лотом, к которым прикрепляют водочувствительную бумажную ленту, позволяющую установить высоту слоя воды под мазутом. Для измерения уровня топлива в резервуарах можно применять также указатели уровня разных конструкций с отсчетом показаний непосредственно на месте или с дистанционным контролем.

Недогруз топлива, превышающий установленные для транспорта нормы (см. стр. 162), оформляется соответствующими документами для предъявления материальных

претензий поставщику. При получении каждой партии топлива независимо от ее массы необходимо наличие сертификата, в котором указываются основные физико-химические и теплотехнические характеристики: вязкость (при 20 или 50° С), плотность, содержание серы, кокса и воды, наличие металлопримесей, низшая теплота сгорания и температуры застывания и вспышки. Отсутствие этих данных усложняет организацию эффективных методов хранения, транспортирования и сжигания топлива.

Выявленные следы потерь топлива в пути и повреждения цистерн служат основанием для предъявления претензий к транспортным предприятиям.

По претензиям получателя качество топлива (с определением его основных физико-химических и теплотехнических характеристик) контролируется лабораторией нефтебазы. При отсутствии такой возможности пользуются результатами оперативного контроля; в противном случае анализы должны выполняться лабораториями других предприятий или институтов на договорных началах.

Независимо от взвешивания или определения объема полученного топлива для контроля количества поступившего на склад и израсходованного на производстве горючего не реже 1 раза в квартал проводится инвентаризация всего топлива в резервуарах, результаты которой фиксируются в специальном журнале.

Учет расхода топлива при сжигании

Расход топлива, поступившего на сгорание в форсунки печей или котлов, учитывают в результате замера изменения объема в расходных баках или путем установки расходомеров в топливопроводах. При рециркуляционных системах топливоподачи расход топлива необходимо замерять в подающем и обратном топливопроводах.

При установке низконапорных воздушных форсунок, питание которых осуществляется от напорных (расходных) баков, устанавливаемых непосредственно у каждой форсунки, объемный учет расхода топлива вполне возможен путем четко налаженной фиксации уровня горючего в этих баках. Теперь имеется большое количество серийно выпускаемых автоматических датчиков уровня

жидкостей. Из них наибольшее применение нашли сигнализаторы уровня СУП-1 Института автоматики Госплана УССР и поплавковые указатели уровня с местным отсчетом УДУ-2, предназначенные для наземных резервуаров.

Для хлебопекарных предприятий наиболее целесообразно использование встроенных в топливопроводы расходомеров, позволяющих оперативно контролировать расход топлива. Различного рода водомеры, применяемые для измерения расхода мазута, в большинстве случаев ненадежны в эксплуатации вследствие частого засорения, износа движущихся рабочих органов и остановки при подаче вязкого топлива. Кроме того, эти водомеры рассчитаны на измерение жидкости с температурой до 30—40° С, что неприемлемо для вязких жидких топлив.

Счетчики расхода топлива

Наиболее высокими эксплуатационными показателями обладают дисковые объемные нефтемеры. При достаточно хорошей фильтрации топлива, нормальном и обеспеченном до нужных пределов его подогреве (для вязкого топлива), постоянном контроле и надлежащем обслуживании эти нефтемеры дают достаточную точность. Наличие механических примесей приводит к износу рабочих органов, трудно поддающихся ремонту. При расходе ниже 20—30% от номинального нефтемеры дают заниженные показания.

Принцип действия дисковых нефтемеров состоит в том, что топливо систематически заполняет камеру определенного объема, которая затем опорожняется. Число заполнений камеры отмечается счетчиком, по показаниям которого и судят о количестве жидкости, прошедшей через прибор. Достоинством этих приборов является их высокая точность и малая зависимость показаний от вязкости топлива. Чувствительность дисковых нефтемеров очень высокая: наименьший расход, при котором нефтемер начинает работать, составляет около 1% номинального расхода. Точность показаний равна $\pm 1\%$ измеряемой величины для расходов в пределах от 4 до 50% номинального расхода.

Основные параметры дисковых объемных нефтемеров представлены в табл. 26.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСКОВЫХ ОБЪЕМНЫХ НЕФТЕМЕРОВ

Параметры	ДН-15	ДН-45М-60	ДН-8М
Калибр, мм	16	60	80
Производительность, м ³ /ч			
номинальная	0,25—1,2	3—16	20
минимальная	0,1—0,25	0,5—3	3
Основная допустимая погрешность измерений, %	±2,0	±2,5	±1,0
Предельное рабочее давление, МПа	0,6	4,5	2,0
Максимальная температура измеряемой жидкости, °С		120	
Вязкость измеряемой жидкости, °Е		2—4	
Габаритные размеры, мм	226×146× ×216 8	440×352× ×345 82	510×435× ×430 150
Масса, кг			

Дисковые нефтеммеры на хлебопекарных предприятиях могут быть использованы для измерения расхода топлива, поступающего одновременно к нескольким печам, котлам или при учете горючего, поступающего по топливопроводам с соседнего предприятия или близко расположенной нефтебазы, а также при разгрузке цистерн.

Для учета расхода топлива, поступающего непосредственно к форсунке хлебопекарной печи, необходимо использовать винтовые счетчики марки ВЖУ с условным проходом 6 или 8 мм (ТУ 25-02—74).

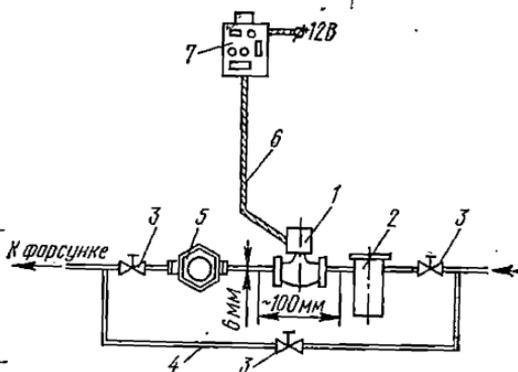
Эти счетчики рассчитаны на температуру измеряемой жидкости от -20 до $+70^{\circ}\text{C}$ и максимальное давление 0,1 МПа. Максимальный, номинальный и минимальный расход составляет соответственно 60, 40 и 5 л/ч. Максимальные потери давления в счетчике — 0,008 МПа, основная погрешность измерения суммарного и разового расхода — $\pm 2\%$.

Схема установки счетчика показана на рис. 52.

В комплект поставки счетчика входит сумматор, позволяющий определить не только мгновенное значение расхода, но и суммарное, за некоторый период времени. Последнее является отличительной особенностью данного счетчика, позволяющей рекомендовать его к широкому

Рис. 52. Схема установки счетчика ВЖУ-6:

1 — измеритель объема;
 2 — фильтр грубой очистки;
 3 — вентиль; 4 — байпас;
 5 — насос; 6 — кабель МКШ 3×0,26;
 7 — сумматор



применению на хлебопекарных предприятиях для учета расхода топлива.

Указанные выше погрешности измерения и надежная эксплуатация жидкостных счетчиков ДН и ВЖУ обеспечиваются при условии выполнения следующих рекомендаций:

счетчики должны быть установлены на всасывающем топливопроводе между фильтром грубой очистки и насосом форсунки, на строго горизонтальных участках;

счетчики следует устанавливать с обводной линией, размещая по обе стороны вентиля;

перед счетчиками и после них необходим прямой участок топливопровода длиной 450 мм. На этом расстоянии до счетчика необходимо наличие защитной гильзы для установки ртутного термометра типа З-А-З (ГОСТ 215—73) и манометра типа ОБМ1-160 (ГОСТ 2405—72) со шкалой измерения 0,1 МПа;

счетчики всегда должны находиться под «заливом», т. е. перебои в подаче топлива к счетчику в период измерений должны быть исключены;

для счетчиков ВЖУ предельная температура топлива не должна быть более 70° С. Превышение температуры на каждые 10° С приводит к дополнительной погрешности, равной $\pm 0,3\%$;

периодически рабочие органы счетчиков необходимо промывать бензином марки Б-70 (ГОСТ 1012—70).

Нормирование расхода топлива

Отсутствие постоянного контроля и учета расхода жидкого топлива, поступающего на технологические (хлебопекарные печи, сушилки и пр.) и производствен-

ные (паровые котлы) нужды, не позволяет в полном объеме разработать и поддерживать нормы расхода топлива на хлебопекарных предприятиях. Обоснованные нормы расхода жидкого топлива являются важнейшим фактором рационального использования энергоресурсов. Правильнее всего устанавливать нормы расхода на единицу продукции, выпускаемой каждым тепловым агрегатом с учетом его конструкции, тепловой характеристики, ассортимента вырабатываемой продукции, эксплуатационных возможностей и режима работы (одно-, двух- или трехсменный).

Вместе с тем нормы должны быть прогрессивными, т. е. должны учитывать возможное улучшение конструкции печей, максимальное использование топлива, правильное его сжигание, эффективную загрузку печи и правильную эксплуатацию оборудования. Таким образом, прогрессивная норма должна ориентировать на создание условий, максимально благоприятных для наиболее экономного рационального расхода топлива.

В табл. 27 приведены в качестве примера ориентировочные данные для предварительной оценки эффектив-

Таблица 27

ЭФФЕКТИВНОСТЬ МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ НОРМ
РАСХОДА ТОПЛИВА

Мероприятия	Экономия топлива, %	Перерасход топлива, %
Снижение присосов воздуха по газовому тракту печи на 0,1	0,5	—
Увеличение коэффициента избытка воздуха в топке на 0,1	—	0,7
Уменьшение температуры уходящих газов на 10° С	0,6	—
Отклонение содержания CO ₂ от оптимальной величины на 1%	—	0,6
Подогрев дутьевого воздуха на 100° С	1,1	—
Отложения на греющих поверхностях толщиной до 1 мм	—	2
Распыливание топлива паром	—	2,5—4
Повышение температуры наружных ограждений печи свыше 45° С, на каждые 5° С	—	0,2—0,4
Автоматизация топочных процессов	2—5	—
Повышение качества распыливания топлива и контроль его вязкости	0,5—5	—
Замена паровых и воздушных форсунок на пневмомеханические или механические	2,5—10	—

ности ряда мероприятий по оптимизации топочных процессов и снижению норм расхода топлива.

Норма расхода топлива (норма удельного расхода) — это максимально допустимое количество условного топлива, расходуемого тепловым агрегатом на единицу вырабатываемой продукции (1 т хлеба, 1 т нормального пара с энтальпией 2682 кДж/кг, 1 МДж отпущенного тепла и пр.) при соблюдении заданных параметров и получении продукции с установленным технологическим режимом.

Пересчет количества пара P , фактически вырабатываемого котлом, в нормальный пар P_n ведется по следующей формуле:

$$P_n = P (i_n - i_{п.в}) / 2682, \quad (72)$$

где i_n — энтальпия пара при рабочих параметрах, кДж/кг; $i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, принимаемая численно равной температуре этой воды, умноженной на ее теплоемкость [4,19 кДж/(кг \times °C)]; кДж/кг.

Под отпущенным теплом следует понимать количество тепла, выработанное данным котлом, за вычетом расхода тепла на собственные нужды.

Согласно принятым положениям нормы расхода топлива должны устанавливаться для каждой печи, сушильной установки и парового котла, действующих на хлебопекарном предприятии. При этом необходимо руководствоваться положениями, разработанными НПО «Хлебпром» [3, 4] и «Основными положениями по нормированию расхода топлива, электрической и тепловой энергии в производстве», разработанными Госпланом СССР.

Для каждого конкретного хлебопекарного предприятия нормы расхода топлива определяются расчетным путем по результатам экспериментальных данных. Нормы расхода, подсчитанные по отчетно-статистическим данным, как правило, не в полной мере отвечают действительности и зачастую не учитывают реальные возможности по повышению эффективности использования топлива.

Основными общими исходными данными для обоснования и разработки удельных норм расхода топлива в хлебопекарных печах являются:

планируемая выработка и ассортимент выпускаемой продукции с учетом сменности эксплуатации печей, степени загрузки пода и очередности выработки изделий;

Расход топлива на «горячие» резервы и разогрев печей после планово-предупредительного и капитального ремонтов;

проектная документация предприятия-изготовителя данного оборудования, где указывается номинальный расход условного топлива на 1 т продукции, режимные параметры работы оборудования (температура греющих и уходящих газов, температура наружной обшивки печи и пр.);

данные приемочных и заводских испытаний опытного образца хлебопекарной печи, результаты периодических испытаний отдельных образцов печей серийного производства;

эксплуатационные данные по расходу топлива, производительности, физико-химическим и органолептическим показателям готовой продукции, включая сведения по упеку, расходу пара для увлажнения пекарной камеры и пр.;

проектная документация предприятия-изготовителя форсуночных устройств, где указывается величина потерь от химического недожога, оптимальные избытки воздуха топочных газов, режим работы системы автоматики и пр.;

передовой опыт эксплуатации хлебопекарных печей в наиболее экономичном режиме при минимальных расходах топлива, пара и прочих видов энергии;

план организационно-технических мероприятий по экономии топлива.

Для печей, оборудованных встроенными парогенераторами или экономайзерами (водяными котелками) и в которых выработанный пар или вода отпускаются на сторону (т. е. без использования в данной печи), в перечень исходных данных дополнительно следует включить количество тепла, расходуемого на данную статью теплового баланса. Численно эта статья будет равна количеству выработанного пара (воды), умноженному на его энтальпию.

Разработанные и утвержденные нормы расхода топлива должны:

соответствовать планируемому уровню снижения удельных расходов топлива и себестоимости тепловой энергии (последнее в случае отпуска выработанного пара или воды на сторону);

максимально способствовать мобилизации внутренних резервов экономии топлива и пара;

отражать намеченные планом организационно-технические мероприятия по экономии топлива, учитывать передовой опыт;

периодически пересматриваться в соответствии с повышением технического уровня печного оборудования и форсуночных устройств и улучшением экономического стимулирования обслуживающего персонала.

Достижение утвержденных норм расхода топлива и дальнейшее снижение удельного его расхода являются одним из важнейших показателей повышения эффективности топочных процессов и эксплуатации всего печного агрегата в целом.

Повышение эффективности использования топлива путем автоматизации процессов

Автоматизация процессов подготовки топлива и его сжигания в общем случае позволяет:

снизить эксплуатационные расходы, связанные с подогревом топлива в резервуарах, расходных баках и топливопроводах и при транспортировке топлива по последним;

повысить надежность работы насосных установок благодаря стабилизации вязкостно-температурных характеристик перекачиваемого топлива;

снизить эксплуатационные расходы вследствие автоматизации регулирования процессов горения, производительности форсунок и пр.;

уменьшить расходы на заработную плату в результате высвобождения части обслуживающего персонала при комплексной автоматизации печного парка и котельной;

повысить качество готовой продукции и снизить брак путем автоматизации теплового режима процесса выпечки.

В ряде случаев проведение этих мероприятий позволяет увеличить выход готовой продукции за счет снижения упека.

Автоматизация процессов подготовки топлива

Автоматизация процессов подготовки топлива заключается в стабильном поддержании давления и тем-

пературы топлива на всех участках топливного хозяйства хлебозавода.

Давление топлива перед форсунками должно быть постоянным, поскольку перепады давления могут вызвать снижение качества распыливания и сжигания топлива, соответствующие изменения в производительности сжигающих устройств и теплового режима процесса выпечки. Последнее может привести к получению бракованной продукции или к значительному превышению установленной нормы упека.

Рекомендуемые значения давления топлива для различных типов форсунок в зависимости от вязкости сжигаемого топлива были указаны ранее.

Согласно рекомендациям [30] в качестве регуляторов давления топлива следует применять приборы конструкции «Теплопроекта» или типа РДП. Это регуляторы прямого действия односедельчатого или двухседельчатого типа, поддерживающие заданное давление «после себя». Регуляторы непрямого действия более сложны в изготовлении и эксплуатации, а также требуют повышенной степени очистки топлива и сложной системы топливной арматуры.

Челябинский завод «Теплоприбор» серийно выпускает довольно простой и надежный в работе регулятор прямого действия двухседельчатого типа марки РДП.

Точность регулирования давления $\pm 2\%$, что вполне достаточно для всех типов форсуночных агрегатов, применяемых на хлебопекарных предприятиях. Следует отметить, что наибольшие требования к стабильному поддержанию давления предъявляют шестеренные насосы механических форсунок, где напор топлива перед всасывающим патрубком оказывает большое влияние на работоспособность насосов и сальниковых уплотнений. Повышение давления сверх заданного, установленного для данного типа насоса и распылительного устройства, приводит к нарушению герметичности сальниковых уплотнений, снижению давления распыливаемого топлива и преждевременному истиранию рабочих органов насосов. На ряде хлебопекарных предприятий для повышения давления распыливания топлива используют схемы топливоподдачи с установкой дополнительного насоса непосредственно перед форсункой, что является нежелательным и приводит к преждевременному износу рабочих органов насоса, входящего в комплект форсуночного агре-

гата. Повышение давления в этом случае может быть обеспечено только благодаря установке игольчатого клапана на обратной (рециркуляционной) линии и плавному регулированию проходного сечения этого вентиля. Применение клапанов другого типа, не обеспечивающих такого регулирования объема рециркулирующего топлива, положительных результатов не дает.

Регуляторы РДП выпускаются двух типов: на давление «после себя» 0,1—0,25 МПа (при давлении до клапана от 0,2 до 0,6 МПа) и 0,2—0,4 МПа (при давлении до клапана от 0,3 до 0,8 МПа).

Регулятор РДП имеет следующее устройство (рис. 53). Мембрана 2 жестко связана с клапаном 1. Над мембраной расположена пружина, регулируемая при помощи винта 3. Топливо, поступаая через клапан, приподнимает мембрану и поступает в верхнюю часть регулятора и на выходе из него имеет постоянное давление. Регулирующее давление на клапан равно разности между установленным давлением пружины и давлением топлива на мембрану. Колебания в давлении топлива изменяют проходное сечение клапана.

Температура поступающего в регулятор топлива не должна превышать 100° С, т. е. данный регулятор можно использовать практически для всех марок жидкого топлива, применяемого на хлебопекарных предприятиях. Во избежание засорения перед клапаном следует устанавливать фильтры грубой очистки. Контроль за давлением топлива осуществляется по манометру, установленному за регулятором, непосредственно перед входом топлива в форсунку.

Для пневмовоздушных низконапорных форсунок типа ПНГ-2, П-126 и других давление регулируется поплавковыми камерами, установленными непосредственно в форсунке, или в

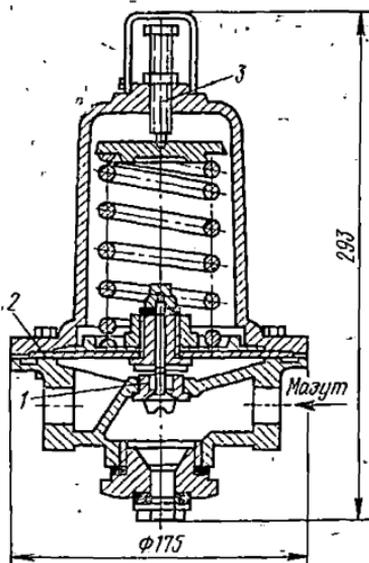


Рис. 53. Схема регулятора РДП

результате размещения расходного (напорного) бака на определенном расстоянии от оси форсунки (как правило, не более 600—1000 мм).

Для паровых форсунок величина давления топлива большого значения не имеет, в этом случае применение регуляторов давления нецелесообразно.

Доведение вязкости (или температуры) топлива до определенного значения и дальнейшее автоматическое поддержание этих параметров на заданном уровне являются необходимыми условиями для нормальной работы топочного устройства, форсуночных агрегатов и систем автоматизации всего топливного хозяйства хлебозаводов.

Как правило, подогревать жидкое топливо и контролировать его температуры (а следовательно, и вязкость) необходимо на участках разгрузки топлива из цистерн, на выходе из резервуаров и непосредственно перед поступлением в форсунки.

Для стабильной работы механических форсунок центробежного или ротационного типа, а также пневмомеханических вязкость топлива рекомендуется поддерживать с точностью до $\pm 3-5\%$, что соответствует точности поддержания температуры $\pm 5-10\%$ (в зависимости от физико-химических характеристик сжигаемого горючего и типа используемых форсунок). Для механических центробежных форсунок поддержание необходимой вязкости топлива имеет весьма существенное значение, для ротационных и пневмомеханических форсунок эти требования менее существенны, а для пневматических низконапорных форсунок в общем случае вязкость не является параметром, определяющим эффективность сжигания топлива. Это объясняется тем, что во всех перечисленных выше типах форсунок (кроме низконапорных) изменение вязкости приводит как к снижению качества распыливания, так и к изменению производительности форсунки, что непосредственно влияет на тепловые процессы в хлебопекарных печах и качество получаемой продукции.

Для паровых форсунок точность поддержания вязкости поступающего на распыливание топлива несущественна; она должна быть достаточна для беспрепятственного входа горючего в распылительную трубку (сопло) форсунки.

Указанные выше пределы стабилизации температуры (или вязкости) топлива могут быть обеспечены только при условии применения автоматического регулирования его температуры. При этом ведение автоматического режима целесообразно только перед поступлением топлива в форсунку, на остальных участках топливного хозяйства хлебозаводов изменение температуры топлива в пределах $\pm 10-15\%$ от номинального существенного влияния на работоспособность насосных и прочих установок не оказывает.

Поскольку температура окружающего воздуха в хлебопекарных цехах предприятий даже в зимнее время не опускается ниже $15-20^{\circ}\text{C}$, то контроль и автоматическое регулирование перед сжиганием рекомендуется вводить только для вязких марок топлива (моторное и мазуты). При использовании дизельного, бытового и прочих марок маловязкого топлива введение систем автоматического регулирования температуры только усложняет оборудование топливного хозяйства.

Все механические форсунки, предназначенные для вязких марок жидкого топлива, оборудованы автоматическими встроенными термостатами, которые обеспечивают точность поддержания температуры топлива в пределах $\pm 5-10\%$. В случае перевода форсунок, предназначенных для маловязких марок жидкого топлива, на моторное или мазут рекомендуется оборудовать их термостатами (расходными баками) для предварительного подогрева горючего. В качестве примера можно использовать схему топливоснабжения печи ПХС-25, оборудованную форсунками ПНГ-2.

Автоматизация топочных процессов

Обеспечение автоматического регулирования процесса горения, теплового режима процесса выпечки и безопасности сжигания топлива необходимо рассматривать совместно и осуществлять комбинированную автоматизацию работы печи и форсуночных агрегатов. Отдельно выполненная автоматизация процесса горения и его безопасности без учета регулирования температурного режима процесса выпечки положительного эффекта не обеспечит, так же, как и автоматизация процесса горения без контроля за безопасностью сжигания топлива практически бессмысленна.

Система автоматизации печи должна обеспечить выполнение всех указанных операций при их взаимной увязке и осуществить автоматическое регулирование температуры процесса выпечки, что является основной и наиболее сложной задачей. Трудность решения этого вопроса заключается в том, что до настоящего времени для большинства типов печей нет еще данных, характеризующих их как объекты регулирования.

Современные малоинерционные рециркуляционные печи типа ПХС, БН, ПХК и прочие наиболее подготовлены к введению систем автоматического регулирования, поскольку обладают наибольшей емкостью, малой инерционностью и большим коэффициентом самовыравнивания.

Печи в кирпичной обмуровке типа ФТЛ-2, ФТЛ-20, ХПА-40 ввиду большой тепловой инерции системы обогрева не подлежат автоматизации регулирования процессов выпечки. Для этих печей необходимо введение только автоматических систем обеспечения безопасности сжигания топлива и только для тех, которые оборудованы механическими, пневмомеханическими и пневматическими форсунками.

Следует отметить, что паровые форсунки как объект автоматического регулирования рассматривать не следует, поскольку применение их в хлебопекарной промышленности экономически необоснованно (ввиду необходимости подачи пара высоких параметров). Кроме того, паровое дутье значительно ухудшает энергетическую эффективность всех без исключения конструкций хлебопекарных печей.

В общем случае система автоматизации печи состоит из следующих узлов: узел регулирования расхода топлива, узел регулирования температуры и узел регулирования безопасности процесса горения.

Узел регулирования температуры служит для автоматического поддержания температуры среды пекарной камеры (в одной точке или по отдельным тепловым зонам — в зависимости от количества установленных форсунок) в соответствии с заданными технологическими режимами, определяемыми ассортиментом выпекаемой продукции и конструкцией печи. Этот узел необходимо выполнять по схеме: термочувствительный элемент (как правило, термопара или электроконтактный термометр) — регулятор (вторичный прибор) — исполнитель-

ный механизм, который воздействует на узел регулирования расхода топлива, подаваемого в форсунку за единицу времени.

В общем случае выбор регулятора температуры для автоматизируемой печи основан на знании ее свойств как объекта регулирования. В качественном отношении хлебопекарная печь как объект регулирования температуры характеризуется постоянством передаточного коэффициента объекта, который представляет собой отношение приращения температуры среды пекарной камеры, греющих или уходящих газов к вызвавшему это приращение изменению подачи топлива, а также величиной и местом приложения возмущающих воздействий. В количественном отношении печь как объект регулирования характеризуется значениями передаточного коэффициента, временем запаздывания и постоянной времени. Пока что даже для серийно выпускаемых печей численные величины этих параметров отсутствуют, что не позволяет установить статические и динамические характеристики печей.

Статические характеристики печи представляют собой зависимость температуры среды пекарной камеры от нагрузки (расхода топлива) в различные периоды процесса выпечки (по отдельным зонам, если имеется ряд форсуночных агрегатов) или за весь период выпечки (при установке одного форсуночного агрегата). Эти характеристики дают возможность выявить пределы изменения передаточного коэффициента объекта регулирования. Чем выше этот коэффициент, тем хуже качество регулирования, т. е. тем выше колебания регулируемого параметра.

Динамические характеристики, представляющие собой изменение во времени температуры (кривые разгона) при единичном возмущении (например, при изменении расхода топлива или темпа посадки тестовых заготовок) позволяют установить величину запаздывания и постоянную времени. По известным отношениям этих двух величин можно выбрать регулятор температуры.

Исходя из сказанного, в период проведения предварительных и приемочных испытаний опытных образцов хлебопекарных печей в программу и методику их проведения необходимо включить дополнительные требования по определению статических и динамических характери-

стик печи как объекта регулирования с целью последующего выбора типа регуляторов температуры.

Наряду с вышеизложенным важным аспектом является также выбор места установки датчиков температуры для регулирования теплового режима процесса выпечки.

Несмотря на то что в последнее время (работы института «Пищепромавтоматика») рекомендуется использовать системы непрерывного регулирования с применением изодромных регуляторов типа ПИД, обеспечивающих повышенную точность поддержания регулируемого параметра (к примеру, температуры среды пекарной камеры, температуры греющих газов или уходящих и пр.), при использовании жидкого топлива следует рекомендовать системы прерывистого регулирования, обладающие хотя и более пониженной точностью, но зато не требующие сложной системы автоматического регулирования. Как показывает опыт эксплуатации печей БН с форсунками ДМА-30, двухпозиционное регулирование расхода топлива (режим «включено — выключено») обеспечивает точность поддержания температуры среды пекарной камеры порядка $\pm 5-10\%$, что не оказывает существенного влияния на качество вырабатываемой продукции. Введение трехпозиционного регулирования, тоже относящегося к прерывистому регулированию, требует наличия узла регулирования соотношения топливо—воздух, что значительно усложняет систему автоматизации и конструкцию форсунок.

Преимуществом двухпозиционного регулирования по сравнению с любым непрерывным является возможность использования на автоматизированных печах форсунок, обладающих узким диапазоном регулирования производительности и более простых по конструкции (например, механические центробежные форсунки, низконапорные и пр.). При этом форсунки всегда работают на одном режиме, соответствующем номинальному расходу топлива, а изменение их производительности в зависимости от темпа посадки тестовых заготовок происходит при варьировании периодов выключения или включения форсунок. При правильном регулировании производительности форсунки и выборе наиболее оптимального номинального расхода топлива даже при некоторых сбоях в подаче тестовых заготовок можно установить такую область номинального расхода, при которой периоды вы-

ключения форсунок будут минимальными, что позволит значительно повысить надежность работы как форсуночного устройства, так и топки печи.

Узел безопасности процесса сжигания топлива любой форсункой должен обеспечить выполнение следующих операций:

предварительную продувку газового тракта печи (в течение не менее 3—5 мин в зависимости от протяженности и объема газоходов);

автоматический розжиг форсунки и предварительный подогрев и рециркуляцию топлива перед подачей его на распыливание;

повторный автоматический розжиг форсунки в случае неудачного первичного розжига (в течение 5—10 с после первичного розжига);

автоматическое отключение подачи топлива в случае погасания факела, отсутствия подачи дутьевого воздуха, недостаточной температуры подогрева топлива и превышения регулируемой температуры среды пекарной камеры, греющих или уходящих газов выше заданного значения, а также в случае остановки рециркуляционного вентилятора.

Выполнение этих наиболее важных требований позволит эффективно и надежно использовать жидкое топливо в хлебопекарных печах.

Кроме изложенных требований, для механических центробежных форсунок необходимо дополнительное мероприятие по прекращению подачи топлива в случае падения его давления ниже минимальной величины, обеспечивающей качественное распыливание топлива.

Методы выполнения мер по обеспечению безопасности работы форсунок указаны в главе 2.

Для отечественных форсуночных агрегатов, работающих на различных марках жидкого топлива и используемых в хлебопекарных печах всех типов, основные меры по обеспечению безопасности могут быть выполнены запально-защитным устройством ЗЗУ, выпускаемым заводом «Ильмарине» при условии согласования режимов работы с ЦКТИ им. И. И. Ползунова (Ленинград).

Заводом «Ильмарине» выпускаются 7 типов запально-защитных устройств, которые отличаются по принципу получения сигнала наличия и контроля факела.

Тип ЗЗУ	Принцип контроля наличия факела
ЗЗУ-1, ЗЗУ-6	Совместный контроль основного и запального факелов при помощи фотодатчиков
ЗЗУ-3	Контроль запального факела при помощи ионизационного датчика
ЗЗУ-4 ЗЗУ-8, ЗЗУ-7	Раздельный контроль запального и основного факела при помощи ионизационного и фотодатчиков

Эти ЗЗУ предназначены для дистанционного розжига форсунок, работающих на жидком и газообразном (или только жидком) топливе, и для контроля за наличием факела.

В комплект поставки ЗЗУ входят: запальное устройство, электромагнитный вентиль, высоковольтный трансформатор, фотодатчик, ионизационный датчик (только для ЗЗУ-3 и ЗЗУ-4), регулирующий прибор (потенциометр, милливольтметр и пр.), высоковольтный провод и прочая арматура.

Контрольные испытания форсуночных агрегатов

Правильный выбор форсунки и эффективное ее использование на том или ином виде жидкого топлива и для различных типов хлебопекарных печей во многом зависят от результатов испытаний, от их условий и объема. На основании испытаний разрабатываются рекомендации по использованию форсунки, ассортименту изделий и разрабатывается режимная карта эксплуатации форсунки (приложения V и VI).

Применение форсуночных агрегатов без учета результатов испытаний может привести к несоответствию режимных параметров форсунки и печи, что может повлечь за собой повышенный расход топлива, химический и механический недожог, преждевременный пережог топочного устройства печи и получение нестандартной продукции.

Испытания форсунок проводятся на специальных лабораторных или опытно-промышленных стендах, а также непосредственно в производственных условиях на тепловых агрегатах. Методы этих испытаний в соответствии с поставленной при этом целью могут несколько отличаться, также могут отличаться и получаемые ре-

зультаты, что обусловлено различием условий работы форсунок на стенде и в печи.

К эксплуатации в производственных условиях разрешаются только те форсунки, которые прошли стендовые испытания и допущены для работы на данном виде топлива и на данной конструкции печи. Каждый форсуночный агрегат, прошедший испытания и допущенный к эксплуатации, должен иметь паспорт и режимную карту, в которых указываются область назначения данного устройства, основные технические характеристики, методы их контроля, указания мер безопасности, инструкция по монтажу, пуску и эксплуатации и прочие данные, необходимые для эффективной и надежной работы форсунки. Перечень этой документации регламентирован ГОСТ 2.601—68. При ее отсутствии использование форсунок не допускается, в этом случае необходимо провести испытания, результаты которых необходимо учитывать при работе данных форсунок.

В соответствии с ГОСТ 2.102—68 и 16504—74 каждый опытный образец, подлежащий серийному производству, должен пройти предварительные и приемочные испытания на предприятии-изготовителе на специальном стенде, имитирующем тепловой агрегат, для которого предназначена данная форсунка. На основании этих испытаний решается вопрос о возможности серийного производства данных форсуночных агрегатов и определяется область их назначения.

Поскольку, как отмечалось выше, в отечественной хлебопекарной печной технике и других отраслях народного хозяйства отсутствует полностью автоматизированная форсунка, в большинстве случаев используются зарубежные конструкции или модернизируются агрегаты, разработанные для других тепловых устройств. В этом случае проведение испытаний в условиях, отвечающих эксплуатации форсунок в хлебопекарной печи, обязательно и от качества этих испытаний в значительной степени зависит эффективное и безопасное их использование.

Форсуночные агрегаты необходимо испытывать и в случае перехода на другой вид сжигаемого топлива, установки форсунки на печи иной конструкции, реконструкции топочного устройства или отдельных элементов форсунки, а также при введении новой системы автоматики.

По ГОСТ 16504—74 этот вид испытаний является контрольным и по своему объему является сокращенным. Цель этих испытаний — выявление основных технико-экономических, эксплуатационных и теплотехнических характеристик, необходимых для составления режимной карты работы форсунки и для рациональной ее эксплуатации.

В основу проведения любых испытаний горелочных устройств положена «Временная единая методика государственных испытаний газомазутных горелочных устройств», разработанная Управлением по распределению и рациональному использованию газа в народном хозяйстве, а также прочие нормативные материалы.

Основными показателями, характеризующими работу любого форсуночного агрегата, являются:

марка применяемого топлива, его физико-химические и теплотехнические характеристики;

номинальная тепловая мощность или номинальная производительность;

диапазон регулирования, определяющий устойчивую работу форсунки;

номинальный коэффициент избытка воздуха продуктов сгорания в выходном сечении камеры сгорания (или топки);

максимальное содержание продуктов неполного сгорания (CO , CH_4 , H_2 и пр.) при различных тепловых нагрузках и коэффициентах избытка воздуха;

поддержание соотношения «топливо—воздух» на различных режимах работы;

качество распыливания топлива и дисперсионные характеристики факела, коксообразование, зольные отложения;

максимальная длина факела на номинальном и максимальном режимах работы;

параметры распыливающего агента (пара или воздуха) и диапазон изменения давления топлива;

характеристика объема автоматизации;

надежность и срок службы;

эстетические и эргономические показатели;

масса и габаритные размеры.

Для комбинированных газомазутных форсунок к этим показателям необходимо дополнительно включить параметры работы на газообразном топливе; характеристика вида газа (теплотворная способность, давление,

плотность и пр.), температура подогрева и давление первичного воздуха, разрежение в топочной камере и пр.

Для испытаний, проводимых в условиях хлебозаводов непосредственно на тепловых устройствах (печи, котлы и пр.), перечень этих показателей ограничен. Определению подлежат следующие характеристики:

- марка применяемого топлива и его физико-химические и теплотехнические характеристики;
- номинальная, минимальная и максимальная тепловая мощность в устойчивом режиме работы форсунки;
- номинальный коэффициент избытка воздуха и максимальное содержание СО в продуктах сгорания;
- качество распыливания топлива, максимальные размеры факела и наличие коксовых и зольных отложений в камере сгорания;
- работоспособность системы автоматики;
- параметры распылителя и диапазон изменения давления топлива.

Эти показатели должны быть записаны в режимную карту работы печи и строго поддерживаться в процессе эксплуатации оборудования. Как правило, режимная карта составляется для каждой печи и по каждому ассортименту выпекаемой продукции. Отклонение действительных показателей работы оборудования от режимных в большинстве случаев приводит к перерасходу топлива, снижению надежности и долговечности эксплуатации самих форсунок и печей и получению нестандартной продукции.

Максимальная тепловая мощность форсунки, или ее максимальная производительность, ограничивается устойчивостью работы форсунки и объемной плотностью тепловыделения в камере сгорания, т. е. тем предельным количеством подаваемого топлива, при превышении которого происходит снижение эксплуатационных показателей (полнота сгорания, качество распыливания топлива, отрыв факела и пр.) и возможен пережог топочного устройства. В большинстве случаев максимальная производительность ограничивается в первую очередь возможностями по подаче дутьевого первичного воздуха, а затем уже другими обстоятельствами: подачей топлива, объемом камеры сгорания, возможностями обеспечения необходимой тяги и пр.

В силу этого максимальная производительность форсунки, полученная расчетом или на стендовых испытани-

ях, может оказаться недостижимой для той или иной конструкции печи из-за различия условий работы. Степень этого различия и устанавливается предварительными испытаниями форсуночного устройства на действующей печи при выработке разнообразного ассортимента изделий.

Пределными режимами работы форсунки, ограничивающими ее максимальную производительность, являются:

отрыв и погасание факела;

возникновение вибрационного горения;

проскок факела;

проникновение факела через амбразуру горелки и «посадка» факела на металлические детали и их перегрев;

появление продуктов неполного сгорания в количестве, превышающем принятую норму (суммарное содержание CO , CH_4 и H_2 на выходе из топки не должно превышать 0,15%; для эксплуатационных испытаний химический недожог оценивается по максимальному содержанию CO не более 0,10% и наличию сажи по методу «Бахара»).

Номинальная производительность форсунки определяет наиболее экономичную и надежную область эксплуатации, минимальные потери от химического и механического недожогов, нормальную и длительную работу топочного устройства и системы обогрева печи. При этом номинальная производительность форсунки должна обеспечивать паспортную производительность печи на данном ассортименте выпекаемой продукции; наиболее экономичная область эксплуатации печи при получении готового хлеба стандартного качества соответствует эксплуатации форсунки на ее номинальной производительности.

Минимальная производительность форсунки, так же как и максимальная, ограничивается устойчивостью ее работы, т. е. тем минимальным количеством подаваемого топлива, при уменьшении которого происходит снижение эксплуатационных показателей.

Интервал между максимальной и минимальной производительностью форсунки и является диапазоном регулирования, за пределами которого наступает неэкономичный режим работы. Как было показано выше, для различных способов распыливания топлива диапазон ре-

гулирования может иметь весьма неодинаковые значения: минимальные для механических центробежных и максимальные для пневматических высокого давления и паровых.

Коэффициент избытка первичного воздуха, обеспечивающий полное (в пределах установленных норм) сжигание топлива при номинальной производительности форсунки, является номинальным и должен по существующим нормам не превышать 1,05—1,1.

Методика проведения испытаний, перечень используемых контрольно-измерительных приборов и места их установки, требования к точности измерений и прочие вопросы, связанные с проведением контрольных испытаний, изложены в специальной литературе [5, 29, 31, 60].

Эксплуатационные характеристики форсунок, положенные в основу режимной карты (см. приложения V и VI), должны быть составлены на основании испытаний форсунок при различных нагрузках печного агрегата, т. е. при выработке различного ассортимента хлебобулочных изделий. На основании полученных результатов определяется область наиболее экономичной эксплуатации форсунок в виде графической зависимости часового (или удельного) расхода топлива от производительности печи, отнесенной к единице рабочей площади пода (пример построения такой зависимости представлен в работе [7]).

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ I

Нормируемые показатели жидкого топлива, применяемого
в хлебопекарной промышленности СССР

Топливо дизельное

Показатели	Марка топлива и ГОСТ						
	Дизельное авто- тракторное (ГОСТ 305-62)			Дизельное для быстроходных дизелей (ГОСТ 4749-49)			Дизельное автотрак- торное зимнее** (ГОСТ Б.249-69)
	ДА	ДЗ	ДЛ	ДА	ДЗ	ДЛ	
Цетановое число, не менее	45	45	45	40	40	45	50
Фракционный состав							
10% перегоняется при температуре, °С, не выше	*	*	*	200	200	*	*
50% перегоняется при температуре, °С, не выше	240	250	280	255	275	290	250
90% перегоняется при температуре, °С, не выше	*	*	*	300	335	350	*
96% перегоняется при температуре, °С, не выше	330	340	360	330	*	*	340
Вязкость кинематическая при 20°С, сСт, в пределах	1,5—2,5	2,2—3,2	3—6	2,5—4	3,5—6	3,5—8	1,8—3,2
Коксуемость, %, не более		0,05					
Зольность, %, не более	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,01
Кислотность, мг КОН на 100 мл топлива, не более	5	5	5	5	5	5	5
Содержание общей серы, %, не более	0,4	0,6	1,0	0,2	0,2	0,2	0,4
Температура, °С							
вспышки, не ниже	30	35	40	35	50	60	35
застывания, не выше	-55	-35	-10	-60	-45	-10	-35
помутнения, не выше	—	-25	-5	—	-35	-5	-25

Продолжение приложения I

Показатели	Марка топлива и ГОСТ						Дизельное авто- тракторное** (ГОСТ 5.249—69)
	Дизельное авто- тракторное (ГОСТ 305—62)			Дизельное для быстроходных дизелей (ГОСТ 4749—49)			
	ДА	ДЗ	ДЛ	ДА	ДЗ	ДЛ	
Содержание фактических смол, мг на 100 мл топлива, не более	30	40	60	*	*	*	15

Примечания: * Для данной марки топлива этот показатель не нормируется.

** Удостоено государственного Знака качества.

Водорастворимые кислоты и щелочи, механические примеси и вода полностью отсутствуют во всех марках дизельного топлива.

Топливо моторное (ГОСТ 1667—68)

Показатели	Марка	
	ДТ	ДМ
Плотность при 20°С, т/м ³ , не более	0,930	0,970
Фракционный состав до 250°С перегоняется, %, не более	15	10
Вязкость при 50°С кинематическая, сСт, не более	36	150
соответствующая ей условная, °ВУ, не более	5	20
Коксуемость, %, не более	3	10
Зольность, %, не более	0,04	0,15
Содержание серы, %, не более		
в малосернистом	0,5	—
в сернистом	1,5	3
Содержание механических примесей, %, не более	0,1	0,2
Содержание воды, %, не более	1	1,5
Температура вспышки, °С, не ниже	65	85
Температура застывания, °С, не выше	—5	+10
Водорастворимые кислоты и щелочи отсутствуют	—	—

Масло соляровое (ГОСТ 1666—61)

Показатели	Норма
Вязкость при 50°С	5—9
кинематическая, сСт, не более	
соответствующая ей условная, °ВУ	1,4—1,75
Зольность, %, не более	0,025
Содержание серы, %, не более	0,2
Температуры, °С	
вспышки, не ниже	125
застывания, не выше	—20

Водорастворимые кислоты, щелочи, механические примеси и вода отсутствуют.

Мазуты (ГОСТ 10584—75)

Показатели	Марка топлива			
	Ф-5	Ф-12	М40	М100
Вязкость условная, °ВУ, не более, при				
50°С	5	12	—	—
80°С	—	—	8	15
Зольность, %, не более	0,1	0,1	0,15	0,15
Содержание механических примесей, %, не более	0,1	0,15	1	2,5
Содержание серы, %, не более	2	0,8	0,5* 2** 3***	0,5* 2** 3***
Содержание воды, %, не более	1	1	2	2
Температура вспышки, °С, не ниже				
в закрытом тигле	80	90	—	—
в открытом тигле	—	—	90	110
Температура застывания, °С, не выше				
топливо из беспарафиновых нефтей	5	8	+10	+25
топливо из парафиновых нефтей	—	—	+25	+42

Продолжение приложения I

Показатели	Марка топлива			
	Ф-5	Ф-12	М40	М100
Теплота сгорания низшая на сухую массу, МДж/кг	41,4	41,4	40,6* 40,6** 40,1***	40,5* 40,5** 39,8***
Плотность при 20°C, т/м ³ , не более	—	—		1,015

Примечания: * Топливо малосернистое.
 ** Топливо сернистое.
 *** Топливо высокосернистое.

Топливо для бытовых нужд (ТУ 38-101656—76)

Показатели	Норма
Фракционный состав	
10% перегоняется при температуре, °С, не ниже	160
96% перегоняется при температуре, °С, не выше	360
Вязкость кинематическая при 20°С, сСт, не более	5
Температура, °С	
застывания, не выше	-15
вспышки, не ниже	42
Содержание серы, %, не более	
в малосернистом топливе	0,5
в сернистом топливе	1,1
Кислотность, мг КОН на 100 мл топлива, не более	5
Зольность, %, не более	0,02
Коксумость 10%-ного остатка, %, не более	0,35
Теплота сгорания низшая на сухую массу, МДж/кг.	41,0
Содержание воды	Следы

Водорастворимые кислоты, щелочи и механические примеси отсутствуют.

ПРИЛОЖЕНИЕ II

Нормы некоторых зарубежных государств на жидкое топливо
для промышленных печей [10]

С Ш А

Показатели	Марка топлива					
	№ 1	№ 2	№ 4	№ 5*	№ 5**	№ 6
1	2	3	4	5	6	7
Вязкость кинематическая при 38°С, сСт		2,3—2,5	6—27	32—64	77—167	200—2000
Коксуемость 10%-ного остатка, %, не более	0,15	0,35				
Зольность, %, не более			0,1	0,1	0,1	
Содержание серы, %, не более	0,5	1,0	Не ограничивается			
Содержание воды, %, не более	Следы	0,1	0,5	1,0	1,0	2,0
Температура, °С						
вспышки, не ниже	38	38	38	55	55	65
застывания, не выше	-18	-7	-7			

Примечания: * Легкое.
** Тяжелое.

* Великобритания

Показатели	Марка топлива			
	D	E	F	G
Вязкость кинематическая при 38°С, сСт, не более	2,9	65	260	900
Плотность при 16°С, т/м³, не более	0,835	0,93	0,95	0,97
Содержание серы, %, не более	0,75	3,2	3,5	3,5
Температура застывания, °С, не ниже	—	7	20	32
Теплота сгорания высшая, МДж/кг	45,2	42,5	42,2	42,0

Ф Р Г

Показатели	Марка топлива			
	EL	L	M	S
Вязкость кинематическая, сСт, не более				
при 20°С	8	17	—	—
при 50°С	—	—	38	450

Продолжение приложения II

Показатели	Марка топлива			
	EL	L	M	S
Плотность при 15°C, т/м ³ , не более	0,860	—	—	—
Содержание серы, %, не более	1	0,8—2,5	1—3	1—4
Зольность, %, не более	0,01	0,04	0,07	0,15
Коксуемость, %, не более	0,05	2	10	15
Температура застывания, °C, не ниже	—10	—5	±0	—
Содержание воды, %, не более	0,1	0,3	0,5	0,5
Содержание нерастворимого осадка, %, не более	0,1	0,3	0,5	0,5
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	41,9	37,6	37,6	37,6
Подогрев перед транспортировкой сжиганием	Не требуется То же		Необходим То же	

Франция

Показатели	Марка топлива			
	бытовое	легкое	тяжелое № 1	тяжелое № 2
Вязкость кинематическая, сСт, не более				
при 20° C	9,5	—	—	—
при 50° C	—	15	15—110	110—380
Содержание серы, %, не более	0,7	2	2	4
Выход дистиллята, %, не менее				
при 250° C	65	65	65	65
при 350° C	—	85	85	85
Коксуемость, %, не более	0,35	—	—	—
Температура, °C				
застывания	—3÷—6	0	—	—
вспышки, не ниже	55—120	70	70	70
Содержание воды, %, не более	0,1	0,5	0,75	1,5
Содержание нерастворимого осадка, %, не более	—	0,15	0,25	0,25

Перевод кинематической вязкости в условную

сСт	°ВУ								
1,00	1,00	10,2	1,88	22,0	3,19	43,8	6,00	71,5	9,67
1,20	1,02	10,4	1,90	22,4	3,24	44,2	6,05	72,0	9,75
1,30	1,03	10,6	1,92	22,8	3,29	44,6	6,10	72,5	9,81
1,40	1,04	10,8	1,94	23,2	3,34	45,0	6,16	73,0	9,88
1,50	1,05	11,0	1,96	23,6	3,39	45,4	5,21	73,5	9,94
1,60	1,06	11,2	1,98	24,0	3,43	46,0	6,28	74,0	10,01
1,70	1,07	11,4	2,00	24,4	3,48	46,4	6,34	74,5	10,08
1,80	1,08	11,6	2,01	24,8	3,53	47,0	6,42	75,0	10,15
1,90	1,09	11,8	2,03	25,2	3,58	47,4	6,47	80,0	10,8
2,00	1,10	12,0	2,05	25,6	3,63	47,8	6,52	90,0	12,0
2,20	1,12	12,2	2,07	26,0	3,68	48,2	6,57	100	13,5
2,30	1,13	12,4	2,09	26,4	3,73	48,6	6,62	150	20,0
2,40	1,14	12,6	2,11	26,8	3,78	49,0	6,68	200	26,5
2,50	1,15	12,8	2,13	27,2	3,83	49,4	6,73	250	33,0
2,60	1,16	13,0	2,15	27,6	3,89	49,8	6,78	300	40,0
2,70	1,17	13,2	2,17	28,0	3,95	50,0	6,81	350	47,5
2,80	1,18	13,4	2,19	28,4	4,00	51,5	7,00	400	50,6
2,90	1,19	13,6	2,21	28,8	4,05	52,0	7,07	450	60,5
3,00	1,20	13,8	2,24	29,2	4,10	52,5	7,14	500	67,5
3,20	1,21	14,0	2,26	29,6	4,15	53,0	7,20	550	72,5
3,40	1,23	14,2	2,28	30,0	4,20	53,5	7,26	600	80,0
3,60	1,24	14,4	2,30	30,4	4,25	54,0	7,33	650	87,5
3,80	1,27	14,6	2,33	30,8	4,30	54,5	7,40	700	93,5
4,00	1,29	14,8	2,35	31,2	4,35	55,0	7,47	750	100,0
4,20	1,31	15,0	2,37	31,6	4,41	55,5	7,54		
4,40	1,33	15,2	2,39	32,0	4,46	56,0	7,60		
4,60	1,35	15,4	2,42	32,4	4,51	56,0	7,66		
4,80	1,37	15,6	2,44	32,8	4,56	57,0	7,73		
5,00	1,39	15,8	2,46	33,2	4,61	57,5	7,80		
5,20	1,41	16,0	2,48	33,6	4,66	58,0	7,86		
5,40	1,43	16,2	2,51	34,0	4,72	58,5	7,92		
5,60	1,45	16,4	2,53	34,4	4,77	59,0	8,00		
5,80	1,46	16,6	2,55	34,8	4,82	59,5	8,06		
6,00	1,48	16,8	2,58	35,2	4,87	60,0	8,13		
6,20	1,50	17,0	2,60	35,6	4,92	61,5	8,33		
6,40	1,52	17,2	2,62	36,0	4,98	62,0	8,40		
6,60	1,54	17,4	2,65	36,4	5,03	62,5	8,43		
6,80	1,56	17,6	2,67	36,8	5,08	63,0	8,53		
7,00	1,57	17,8	2,69	37,2	5,13	63,5	8,59		
7,20	1,59	18,0	2,72	37,6	5,18	64,0	8,66		
7,40	1,61	18,2	2,74	38,0	5,24	64,5	8,73		
7,60	1,63	18,4	2,76	38,4	5,29	65,0	8,80		
7,80	1,65	18,6	2,79	38,8	5,34	65,5	8,86		
8,00	1,67	18,8	2,81	39,2	5,39	66,0	8,93		
8,20	1,69	19,0	2,83	39,6	5,44	66,5	8,98		
8,40	1,71	19,2	2,86	40,0	5,50	67,0	9,06		

Продолжение приложения III

сСт	°ВУ	сСт	°ВУ	сСт	°ВУ	сСт	°ВУ	сСт	°ВУ
8,60	1,73	19,4	2,88	40,4	5,54	67,5	9,12		
8,80	1,74	19,6	2,90	40,8	5,60	68,0	9,20		
9,00	1,76	19,8	2,92	41,2	5,65	68,5	9,27		
9,20	1,78	20,0	2,95	41,6	5,70	69,0	9,34		
9,40	1,80	20,4	2,99	42,2	5,78	69,5	9,43		
9,60	1,82	20,8	3,04	42,6	5,84	70,0	9,48		
9,80	1,84	21,2	3,09	43,0	5,89	70,5	9,54		
10,0	1,86	21,6	3,14	43,4	5,95	71,0	9,61		

ПРИЛОЖЕНИЕ IV

Уточненные значения коэффициентов X и Y для определения энтальпии продуктов сгорания жидкого топлива [49]

Температура, °С

Коэффициенты

	X	Y
100	4,1	34,8
200	8,8	70
300	13,8	106
400	19,2	143
500	25,0	180
600	31,0	218
700	49,0	260
800	58,0	300
900	52,0	337
1000	59,0	379
1100	67,0	419
1200	74,0	461
1300	82,0	503
1400	89,0	546
1500	97,0	589
1600	105	632
1700	113	675
1800	121	719
1900	130	763
2000	139	807

ПРИЛОЖЕНИЕ V

Режимная карта работы механической центробежной форсунки

типа _____ (заводской № _____) _____ на печи _____

Показатели	Ассортимент вырабатываемой продукции

Марка сжигаемого топлива

Вязкость топлива при 20° С (50°)

Давление топлива перед форсункой, МПа

максимальное

минимальное

Давление топлива после насоса, МПа

максимальное

минимальное

Температура предварительного подогрева топлива перед форсункой (в расходном баке или топливопроводе), °С

Температура подогрева топлива в термостате форсунки, °С

Номер установленного распылительного сопла (или диаметр его сопла)

Производительность форсунки, кг/ч

при давлении (минимальное)

при давлении (максимальное)

Коэффициент избытка воздуха при давлении (максимальное)

Максимальное содержание СО в топочных газах, %

Заданная температура смеси газов (среды печарной камеры или уходящих газов), °С

Температура среды печарной камеры по зонам, °С

ПРИЛОЖЕНИЕ VI

Режимная карта работы низконапорной воздушной форсунки
 типа _____ (заводской № _____) на печи _____

Показатели	Ассортимент вырабатываемой продукции
------------	--------------------------------------

Марка сжигаемого топлива
 Вязкость топлива при 20° (50°)
 Давление первичного дутьевого воздуха, Па
 на максимальном режиме
 на минимальном режиме
 Температура предварительного подогрева топлива в напорном баке, °С
 Давление пара, поступающего в напорный бак, МПа
 Производительность форсунки, кг/ч
 на максимальном режиме
 на минимальном режиме
 Коэффициент избытка воздуха
 на максимальном режиме
 на минимальном режиме
 Максимальное содержание СО в топочных газах
 Заданная температура смеси газов (среды пекарной камеры или уходящих газов), °С
 Температура среды пекарной камеры по зонам, °С

ПРИЛОЖЕНИЕ VII

Перечень основных проверок технического состояния форсунок

Объект проверки и необходимые приборы	Технические требования
---------------------------------------	------------------------

Давление топлива перед поступлением на распыливание. Манометр типа ОБМ1-180 (ГОСТ 2405-72) со шкалой измерения до 25 кг/см² (2,5 МПа)
 Температура топлива в термостате форсунки. Термобаллон, входящий в комплект поставки форсунки, или ртутный термометр типа 3-А-3 (ГОСТ 215-73) со шкалой измерения 0—100°С

Давление топлива должно быть в пределах, установленных для данного типа форсунки (но не менее 0,7 МПа для центробежных форсунок и 0,2—0,3 МПа для ротационных)
 Температура топлива, требующего предварительного подогрева, должна быть в пределах, установленных для данного типа форсунки и марки топлива. Для бытового и дизельного топлива температура должна быть не более 35—40°С

Объект проверки и необходимые приборы	Технические требования
Трансформатор зажигания. Проверяется визуально по создаваемому искровому разряду. Штангенциркуль, измерительная линейка	Искровой разряд должен быть достаточным для нормального розжига факела. Расстояние между электродами и корпусом форсунки должно быть не более 2—5 мм. Напряжение на выходе из трансформатора должно быть не менее 10 кВ
Фотореле контроля наличия факела. Проверяется визуально имитацией погасания факела	Выключение форсунки и прекращение подачи топлива через электромагнитный клапан
Шестеренный насос. Проверяется по манометру, установленному на выходе из насоса	Давление нагнетаемого топлива должно быть в пределах, установленных для данного типа форсунки
Распылительное сопло. Диаметр сопла проверяется при помощи сверла соответствующего размера, а качество распыливания — визуально по размерам распыленных частичек топлива	Отверстие должно быть не более указанного на корпусе сопла или в описании форсунки
Фильтр. Проверяется визуально и очищается через каждые 100 ч работы	Размер фракций посторонних включений должен быть не более 0,3 мм
Игольчатый предохранительный клапан. Проверяется визуально имитацией понижения давления подачи топлива ниже 0,7 МПа	Отсечка подачи топлива при падении его давления топлива ниже 0,7 МПа
Полнота сгорания топлива. Проверяется газоанализатором ГХп-МЗ по анализу топочных газов на выходе из камеры сгорания и прибором «Бахара», или визуально по форме и цвету факела	Содержание СО не должно быть выше 0,1%. Содержание сажи по прибору «Бахара» должно быть не выше 3—5 единиц прибора
Коэффициент избытка воздуха на выходе из камеры сгорания. Проверяется газоанализатором ГХп-МЗ по средней пробе и рассчитывается по методике приведенных характеристик топлива	Коэффициент избытка воздуха должен быть равен 1,05—1,10

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авдеева А. А. Контроль сжигания газообразного топлива. — М.: Энергия, 1971. — 257 с.
2. Андрущенко А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов. — М.: Высшая школа, 1976, с. 72—83.
3. Беликов Н. В., Вержбицкая И. М. Упрощенный метод нормирования расхода топлива на хлебопекарном предприятии. — Хлебопекарная и кондитерская промышленность, 1970, № 10, с. 5—9.
4. Беликов Н. В., Вержбицкая И. М. Нормирование расхода топлива на хлебопекарных предприятиях в условиях применения АСН. — М.: ЦНИИТЭИпищепром, 1975, вып. 3, с. 44.
5. Боровая М. С. Лаборант нефтяной и газовой лабораторий. — М.: Недра, 1968. — 303 с.
6. Вознесенский А. А. Повышение эффективности установок промышленной теплотехники. — М.; Л.: Энергия, 1968. — 308 с.
7. Волков Е. Г., Шустер А. Г. Экономия топлива в котельных установках. — М.: Энергия, 1973. — 303 с.
8. Геллер З. И. Мазут как топливо. — М.: Недра, 1973. — 495 с.
9. Геращенко О. А., Федоров В. Г. Тепловые и температурные измерения. — К.: Наукова думка, 1965. — 119 с.
10. Гилод В. Я. Сжигание мазута в металлургических печах. — М.: Металлургия, 1973. — 311 с.
11. Гилод В. Я. Исследования горелочных устройств для печей машиностроительной промышленности. — Труды «Теплопроекта», 1969, вып. 10, с. 18—21.
12. Гохштейн Д. П. Энтропийный метод расчета энергетических потерь. — М.; Л.: ГЭИ, 1963. — 110 с.
13. Гохштейн Д. П. Современные методы термодинамического анализа теплоэнергетических установок. — М.: Энергия, 1963, с. 20—22.
14. Дворцин М. М. Сжигание газообразного и жидкого топлива в печах с рециркуляцией продуктов сгорания. — Хлебопекарная и кондитерская промышленность, 1977, № 3, с. 26—28.
15. Дворцин М. М. Перевод хлебопекарных печей на жидкое топливо. — М.: ЦНИИТЭИпищепром, 1978, вып. 5. — 50 с.
16. Завьялов А. А. Исследование теплообмена в камерах сгорания печей ВНИИХП-25 и «Орланди». — В сб.: Новое в технологии и технике хлебопекарного производства. — М.: ЦНИИТЭИпищепром, вып. 6, 1970, с. 15—17.

17. Завьялов А. А. Повышение эффективности тоннельных печей. — М.: ЦНИИТЭИпищепром, 1979, вып. 7. — 45 с.
18. Завьялов А. А. Исследование систем обогрева хлебопекарных печей с рециркуляцией продуктов сгорания при выпечке подовых сортов хлеба. — МТИПП, 1971. — 305 с.
19. Завьялов А. А. Исследование сжигания газа в топочном устройстве печи ПХС-25М. — Хлебопекарная и кондитерская промышленность, 1973, № 5, с. 14—19.
20. Завьялов А. А. Современные методы сжигания жидкого топлива. М., ЦНИИТЭИпищепром, 1974, вып. 2. — 40 с.
21. Завьялов А. А., Рябинкина Г. Е., Капошенко В. Е. Определение расходных характеристик механических форсунок при сжигании бытового топлива. — М.: ЦНИИТЭИпищепром, 1976, вып. 3, с. 15—17.
22. Завьялов А. А., Бухтин Б. Н., Капошенко В. Е. Использование бытового топлива в хлебопекарных печах. — Хлебопекарная и кондитерская промышленность, 1977, № 11, с. 12—14.
23. Завьялов А. А., Капошенко В. Е., Маклюков В. И. Теплообмен в камерах сгорания топочных устройств печей с рециркуляцией продуктов сгорания. — Хлебопекарная и кондитерская промышленность, 1975, № 1, с. 11—14.
24. Завьялов А. А., Капошенко В. Е. Современные хлебопекарные печи за рубежом. — М.: ЦНИИТЭИпищепром, 1978, вып. 5. — 37 с.
25. Завьялов А. А., Рябинкина Г. Е. Тепловая работа цилиндрической топки печи тоннельного типа. — В сб.: Пути повышения качества хлеба. — М.: ЦНИИТЭИпищепром, 1969, вып. 4, с. 25—28.
26. Завьялов А. А., Рябинкина Г. Е. О применении методики приведенных характеристик топлива при расчетах хлебопекарных и кондитерских печей. — Хлебопекарная и кондитерская промышленность, 1969, № 10, с. 15—18.
27. Завьялов А. А., Рябинкина Г. Е. Новые зарубежные горелочные устройства для хлебопекарных печей. — М.: ЦНИИТЭИпищепром, 1978, вып. 9, с. 1—13.
28. Златопольский А. Н., Завадский И. М. Экономика промышленной теплоэнергетики. — М.: Высшая школа, 1968, с. 41, 70—76.
29. Каплан В. Г., Сливак Э. И. Методика испытания нагревательных печей. — М.: Металлургия, 1970, с. 129—156.
30. Карабин А. И., Раменская Е. С., Энко И. К. Сжигание жидкого топлива в промышленных установках. — М.: Металлургия, 1956. — 371 с.
31. Кибрик П. С., Либерман Г. Р. Эксплуатация котельных установок небольшой производительности. — М.: Энергия, 1969, с. 15—21.
32. Кнорре Г. Ф. Топочные процессы. — М.; Л.; ГЭИ, 1959. — 511 с.
33. Ковинская С. В., Белоусов С. И., Загородникова В. М. Применение безникелевых сталей в хлебопекарных печах. — Хлебопекарная и кондитерская промышленность, 1978, № 11, с. 30.
34. Кулагин Л. В., Мирошкин М. Я. Форсунки для распыливания тяжелых топлив. — М.: Машиностроение, 1973. — 200 с.
35. Курьян А. Д. Механизация и автоматизация сжигания

жидкого топлива на хлебозаводах Витебской области. — ЦБТЭИ, Центросоюз, 1977, вып. 5, с. 2—38.

36. Лосиков П. И. Основы применения нефтепродуктов. — М.: Гостопиздат, 1959, с. 55—73.

37. Лядко И. М. Эксплуатация мазутного хозяйства котельной промышленного предприятия. — М.: Энергия, 1968. — 154 с.

38. Маклюков В. И., Ильяхин В. Я. Определение коэффициента рециркуляции. — Хлебопекарная и кондитерская промышленность, 1967, № 7, с. 11—14.

39. Маклюков И. И., Шумаев Ф. Г. Промышленные печи хлебопекарного и кондитерского производства. — М.: Пищевая промышленность, 1971. — 392 с.

40. Металлургическое топливо/под ред. И. Н. Сушкина. — М.: Металлургия, 1965. — 471 с.

41. Методика испытаний котельных установок. ОРГРЭС. — М.: Энергия, 1964. — 560 с.

42. Мионов В. Д. Автоматизация процессов горения с прямым контролем его качества. МЭИ, 1961. — 515 с.

43. Мионов В. Д., Каплунов И. Б., Жариков Ф. Г. Магнитный газоанализатор на кислород системы ВТИ типа МК-59. — М.; Л.; ГЭИ, 1961, с. 5—9.

44. Михелев А. А. Справочник по хлебопекарному производству. — М.: Пищевая промышленность, 1972, с. 523—532.

45. Михелев А. А., Володарский А. В. Печи хлебопекарного и кондитерского производства. К.: Техника, 1974. — 184 с.

46. Михелев А. А., Ицкович Н. М. Расчет и проектирование печей хлебопекарного и кондитерского производства. — М.: Пищевая промышленность, 1968. — 487 с.

47. Мурзаков В. В. Основы теории и практики сжигания газа в парогенераторах. — М.: Энергия, 1969. — 321 с.

48. Определение энергетической эффективности современных хлебопекарных печей термодинамическим методом/[В. А. Брызун, В. В. Нащокин, В. И. Маклюков, А. А. Завьялов]. — Хлебопекарная и кондитерская промышленность, 1972, № 3, с. 12—15.

49. Пеккер Я. Л. Теплотехнические расчеты по приведенным характеристикам топлива. — М.; Л.: Энергия, 1966. — 160 с.

50. Плахотный К. Ф. Сжигание обводненных мазутов. — Хлебопекарная и кондитерская промышленность, 1978, № 11, с. 31.

51. Равич М. Б. Упрощенная методика теплотехнических расчетов. — М.: АН СССР, 1961. — 304 с.

52. Распыливание жидкостей/[Ю. Ф. Дитякин, Л. А. Клячко, Б. В. Новиков, В. И. Ягодкин]. — М.: Машиностроение, 1977. — 207 с.

53. Роддатис К. Ф., Соколовский Я. Б. Справочник по котельным установкам малой производительности. — М.: Энергия, 1975. — 368 с.

54. Тасс О. А., Стружин Ю. В. Промышленные исследования мазутных форсунок. — В сб.: Исследование и расчет газомазутных и горелочных устройств. — М.: 1967, с. 65—74.

55. Тув И. А. Сжигание обводненных мазутов в судовых котлах. Л.: Судостроение, 1968, с. 10—21, 25—29.

56. Хессин М. Я. Показатели топочного процесса для автоматизации горения. — М.: Энергия, 1969, с. 7—11.

57. Хозмалян Д. М., Каган Я. А. Теория горения и топочные устройства. — М.: Энергия, 1976. — 488 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Жидкое топливо и топочные процессы в хлебопекарных печах	6
Состав и характеристики жидкого топлива	6
Физико-химические характеристики	6
Состав топлива	8
Теплотехнические характеристики	10
Топочные процессы в хлебопекарных печах	12
Материальный баланс	13
Энергетический и эксергетический балансы	18
Оперативный контроль за качеством топлива и топочных процессов	26
Анализ качества топлива	27
Контроль за качеством топочных процессов	29
Глава 2. Способы сжигания и форсуночные агрегаты для жидкого топлива	36
Особенности и классификация способов распыливания и сжигания топлива в хлебопекарных печах	36
Особенности сжигания жидкого топлива	36
Традиционные способы распыливания	42
Новые способы распыливания и сжигания топлива	45
Механические центробежные форсунки	50
Механические ротационные форсунки	79
Паровые и воздушные форсунки	85
Комбинированные форсунки	91
Газомазутные форсунки	101
Элементы форсуночных агрегатов и режимы их работы	103
Насосы	103
Распылительные сопла	112
Вентиляторы	122
Вспомогательное оборудование	125
Рекомендации по выбору типа форсунок и способа распыливания топлива	128
Глава 3. Аэродинамические и тепловые режимы печей с рециркуляцией продуктов сгорания	134
Аэродинамические процессы	135
Топочное устройство	135
Система обогрева	142

Рециркуляционный вентилятор (дымосос)	145
Рекомендации по выбору дымохода	147
Тепловая работа топочного устройства и выбор кон- струкционных материалов	152
Особенности теплового расчета топочных устройств при сжигании жидкого топлива	156
Глава 4. Повышение эффективности топливного хозяйства хлебозаводов	160
Снижение потерь жидкого топлива при хранении и транспортировке	160
Причины потерь топлива	161
Способы снижения потерь	163
Рекомендации по ведению складского хозяйства	169
Повышение эффективности использования топлива пу- тем рациональной подготовки к сжиганию	171
Подогрев топлива при хранении	172
Подогрев топлива при транспортировке	175
Фильтрация топлива	178
Улучшение качества топлива	183
Подача топлива к печам	184
Эффективное использование обводненного жидкого топлива	190
Учет и нормирование расхода жидкого топлива	193
Учет жидкого топлива при получении	193
Учет расхода топлива при сжигании	194
Счетчики расхода топлива	195
Нормирование расхода топлива	197
Повышение эффективности использования топлива пу- тем автоматизации процессов	201
Автоматизация процессов подготовки топлива	201
Автоматизация топочных процессов	205
Контрольные испытания форсуночных агрегатов	210
Приложения	216
Список использованной литературы	227

АНДРЕЙ АЛЕКСЕЕВИЧ ЗАВЬЯЛОВ

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
ЖИДКОГО ТОПЛИВА В ХЛЕБОПЕКАРНЫХ ПЕЧАХ**

Редактор Л. К. Кабанкова
Художественный редактор В. А. Чуракова
Технический редактор Г. А. Алашина
Корректоры Т. А. Лашкина и Е. А. Постникова
ИБ № 1500

Сдано в набор. 5.11.81. Подписано в печать 29.04.82. Т-05477
Формат 84×108¹/₃₂. Бумага типографская № 2. Литературная гарнитура.
Печать высокая. Объем 7,25 п. л. Усл. п. л. 12,18. Усл. л. кр. отг. 12,305.
Уч.-изд. л. 14,03. Тираж 3000 экз. Заказ 909. Цена 70 коп.

Издательство «Легкая и пищевая промышленность», 113035, Москва, М-35,
1-й Кадашевский пер., д. 12.

Московская типография № 6 Союзполиграфпрома при Государственном
комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
109088, Москва, Ж-88, Южнопортовая ул., 24.