

11. Тихомиров В.Б. Математические методы планирования эксперимента при изучении нетканых материалов. - М.: Легкая индустрия, 1968, с. 3-155.

12. Грановский Л.В. Основы планирования экстремального эксперимента для оптимизации многофакторных технологических процессов. - М., 1971, с. 3-72.

УДК 621.9

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН, ИСПОЛЗУЕМЫХ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ СОИ

К.А. Пинт, К.Т.Я., Благоевещенский СХИ

Увеличение производства сои и снижение затрат при этом связано с дальнейшим развитием и совершенствованием механизации, применением комплекса высокоэффективных машин и механизмов, разработкой новых систем на базе новых высокоэффективных процессов.

В ряде механизмов сельскохозяйственных машин применяют струйные аппараты и эжекторы, например, для удаления пыли из воздушного фильтра двигателей, в доильных аппаратах, а также для смешивания и распыливания /1/ и т.д.

Существенное влияние на мощность двигателя внутреннего сгорания оказывают процессы смешивания потоков на впуске. Обычные смешительные устройства дают повышенные потери. Соответственно, имеет место недобор мощности. Опыт показывает, что для указанных целей целесообразно применять смесители эжекторного типа. Однако в настоящее время отсутствуют материалы для их расчета и проектирования.

Ниже приводятся материалы исследования эжектора, работающего на энергии отсасывания. Были приняты размеры камер смешивания $\Phi_{\text{см}} 27,5; 29; 32; 35$ мм, выполненных с учетом особенностей потоков и сопел длиной 70 мм с размерами $\Phi_{\text{с}} 23; 25; 27,5; 28,5; 30; 31,5$ мм. Опыты проводились на стенде с отсасывающим объемным насосом, подсоединенным к эжектору через ресивер. Для замера расходов применялись нормальные измерительные шайбы /2/, а разрежения замерялись U-образными манометрами.

Первоначальный расход газа после эжектора устанавливался без подачи в камеру всасывания заслонками воздуха при оптимальном расстоянии от сопла до камеры смешивания и замерялись разрежения и

и потери. Оказалось, что общий расход газа после эжектора был больше, чем без подачи, за исключением случаев, когда $\Phi_{см} - \Phi_c \leq 0$ и тем значительнее, чем больше разность $\Phi_{см} - \Phi_c$, а количество активного газа было меньше, чем без подсоса. Обращает на себя внимание то, что при малых значениях $\Phi_{см} - \Phi_c$ или меньше нуля, имеет место значительный подсос газа. Следовательно, при подсосе газа эжектирующая струя сжимается, деформируется, благодаря чему освобождается место для подсосываемого газа и скорость эжектирующего потока растет. С увеличением разности $\Phi_{см} - \Phi_c$ количество подсосываемого газа растет.

Небольшие гидравлические потери достигались с соплами Φ_c 20 и 23 мм и разностью $\Phi_{см} - \Phi_c = 7,5-15$ мм. С ростом расхода газа через эжектор потери растут нелинейно, а с увеличением диаметра сопла эта зависимость приближается к прямой.

Установлено, что при одном и том же значении $\Phi_{см} - \Phi_c$, но разных $\Phi_{см}$ и Φ_c , показатели работы эжектора существенно разнятся.

Анализ показал, что при неизменном диаметре сопла и расходе газа гидравлические потери, а также разрежения подсосывания имеют минимум, а коэффициент эжекции — максимум, но при меньшем значении диаметра камеры смешивания $\Phi_{см}$. Вблизи минимума потери и разрежения увеличиваются сравнительно мало.

Все опыты были обработаны по описанной методике и приведены на рис. 1. Видно, что потери тем меньше ($\Phi_{см} = \text{const}$), чем меньше расход газа. Одни и те же потери (а также разрежения) на разных расходах достигаются соответственно при разных $\Phi_{см}$ и Φ_c . Пунктирные линии на рисунке представляют собой экстраполяции этих закономерностей на увеличенные диаметры камеры смешивания. Таким образом, при заданном значении потерь с ростом расхода диаметры $\Phi_{см}$ и Φ_c должны быть соответственно увеличены.

Из рис. 1 также видно, что при минимальных значениях гидравлических потерь максимальные значения коэффициента эжекции находятся в пределах 0,55–0,63.

На рис. 2.2 для эжектора $\Phi_{см}$ 33 и Φ_c 28 мм даны зависимости его работы от разрежений (потерь) на подсосывании (а, в, с) эжектируемого газа и сопротивлений до сопла (кривые с индексами I, II, III) совместно с потерями на всасывании (по три фиксированных положения заслонок на всасывании и до сопла). Видно, что с ростом дросселирования растут потери и коэффициент эжекции и тем значительнее, чем больше дросселируются потоки. Причем потери с увеличением коэффициента эжекции увеличиваются линейно.

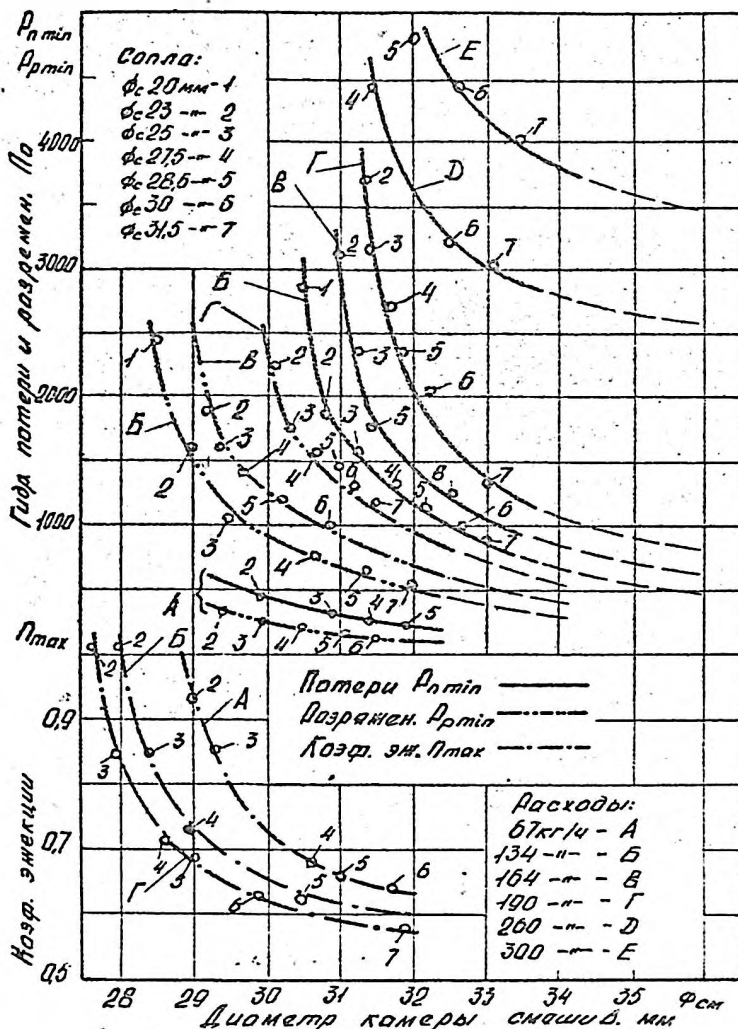


Рис. 1. Показатели работы эжектора в зависимости от расхода.

На выходе из сопла устанавливались обтекаемые стержни в форме тела вращения. Предполагалось, что таким способом можно уменьшить потери после эжектора за счет снижения турбулизации. Однако эти предположения не подтвердились. Эти опыты показывают, что деформация (упорядочение) струи, в частности, в эжекторе, связана с затратой энергии, а следовательно, с ростом потерь.

В другой серии опытов в качестве объекта исследования был принят эжектор с конфузурой, с расходами газа после эжектора 283 и 330 кг/ч и диаметрами смешивания $\Phi_{см}$ 40 и 45 мм. Конфузор имел длину 100 мм с углами схождения 13 и 10,2° соответственно. Сменные сопла имели длину 120 мм с размерами Φ 30, 33, 36, 37 и 38,5 мм. С конфузурой эжектируемый газ приобретал повышенную скорость и ориентацию вдоль оси эжектора.

Показатели эжектора исследовались в зависимости от разрежений эжектирующего газа 1000, 1500, 1900 и 2300 Па для расхода 283 кг/ч и 1500, 1900 и 2300, 2900 Па для расхода 330 кг/ч после эжектора.

По данным опыта строились зависимости гидравлических потерь коэффициента эжекции Π_{min} , отношения скорости эжектирующего газа к эжектируемому $\left(\frac{V}{V_2}\right)_{min}$ для каждого диаметра камеры смешивания при постоянном значении гидравлических потерь эжектирующего газа от диаметра сопла. Оказалось, что для каждого значения разрежений эжектирующего газа имеется диаметр сопла, при котором достигается Π_{min} , Π_{min} и $\left(\frac{V}{V_2}\right)_{min}$. На рисунке 2.1 даны эти зависимости от разрежений эжектирующего газа. Видно, что все эти зависимости линейны. Гидравлические потери P_{min} , а также коэффициент эжекции Π_{min} растут с увеличением расхода газа (например, при 2300 Па потери увеличились на 16,5%) и тем значительнее, чем меньше диаметр камеры смешивания (на 14%) и больше дросселируется активный газ. Скорость активного газа в опытах не превышала 50–55 м/с.

С уменьшением длины конфузора примерно на 50% с камерой смешивания $\Phi_{см}$ 40 мм и расходе 283 кг/ч потери возрастали до 2300 Па, что больше, чем с конфузурой 100 мм примерно на 35%.

Если сравнивать гидравлические потери эжектора с конфузурой 120 мм при разрежении 1900 Па и обычного эжектора с расходом 283 кг/ч, то у последнего они больше примерно на 40–45%.

Если проведены опыты по снижению гидравлических потерь у эжектора с конфузурой за счет подвода воздуха на выходе эжектора с помощью специального подвода. Видно (рис. 2.1), что, например, при расходе 330 кг/ч и $\Phi_{см}$ 45 мм гидравлические потери снизились на 19%.

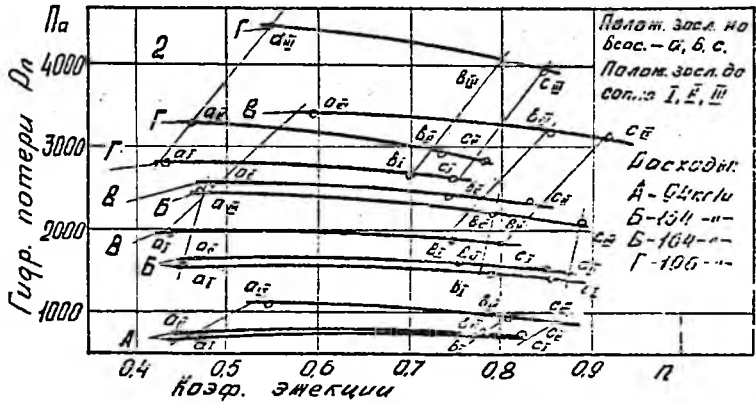
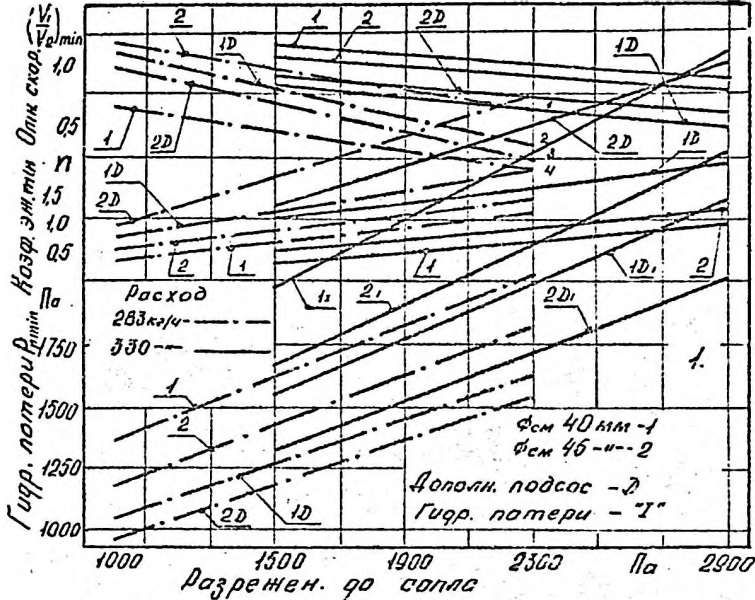


Рис 2. Показатели работы эжектора: 1) с
 длинным конфузуром. 2) от разрежений.

(разрежения 2300 Па) и меньше, чем при $\Phi_{\text{м}} 45$ мм и расходе 263 кг/ч без дополнительного подвода на 6,5%. Таким образом, несовершенство проточной части эжектора (повышенные гидравлические потери) несколько исправляется с помощью дополнительного подвода.

Была исследована возможность снижения выходного диаметра патрубка эжектора и гидравлических потерь за счет постановки конусных сужающихся переходов и установки на выходе из диффузора радиальных пластин и цилиндрических трубок (из фольги). Оказалось, что, независимо от длины угла схождения переходов и размеров вставок, гидравлические потери после эжектора заметно растут (на 200–500 Па и более).

Данные исследования целесообразно дополнить анализом некоторых процессов, протекающих в проточной части эжектора. Так, при постоянном расходе и диаметре сопла с ростом диаметра камеры смешивания потери снижаются, а затем растут. С увеличением диаметра сопла эта закономерность сохраняется. Аналогично описанному изменяются гидравлические потери после эжектора без подсосывания газа, однако они значительно больше. С ростом расхода увеличиваются потери, причем растут они существенно, чем скорости газа, истекающего из сопла. При неизменном расходе и диаметре камеры смешивания потери эжектора снижаются с увеличением диаметра сопла (снижаются скорости). С подсосыванием газа скорости снижаются еще более и соответственно потери. С диаметром сопла больше камеры смешивания скорости эжектирующего газа довольно значительны (30–80 м/с, см. выше).

Потери в проточной части эжектора растут с ростом турбулизации на границе потоков (за счет роста относительных скоростей потоков). Нельзя считать, что взаимодействующие потоки в проточной части заметно перемешиваются.

Без подачи воздуха с увеличением диаметра сопла потери после эжектора снижаются за счет более равномерного распределения потока по сечениям камеры смешивания. При небольших диаметрах сопла и, особенно, при увеличенных скоростях эжектирующего потока происходит отрыв потока от стенок, и потери после эжектора соответственно растут. При подаче воздуха в камеру смешивания уменьшается отрыв потока, однако при этом, как правило, растут возмущения (турбулизация) на границе взаимодействующих струй, которые будут тем значительнее, чем больше разница в скоростях этих потоков.

Таким образом, скорости потоков, вернее — разность скоростей, определяет интенсивность вихрей как на границе струй, так и у стенки проточной части, а следовательно, потери после эжектора. В последнем случае они будут определяться свободой для струй, или иначе — совершенством проточной части и отклонениями расходов и размеров от расчетных значений.

Было установлено, что в некоторых опытах, например, с камерой смешивания Φ_{Σ} 27,5 и соплом Φ_c 25 мм, при подаче воздуха в камеру подсосывания гидравлические потери после эжектора не снижались, как обычно, а сохраняются постоянными. В ряде других опытов (с другими размерами) потери после эжектора росли с увеличением подсосывания воздуха. Таким образом, соотношения в геометрических размерах проточной части и расходах потоков (скоростях) являются факторами, определяющими закон изменения и величину потерь после эжектора.

Следует отметить, что гидравлические потери после эжектора растут, если с помощью трубки, вставленной в сопло, ввести поток в струю эжектирующего газа. Очевидно, что этот поток несколько выравнивает поле скоростей, однако, за счет образования дополнительных вихрей в струе потери после эжектора возрастают.

Указанные выводы находятся в полном соответствии с /3, 4 и 5/.

С конфузором показатели работы эжектора растут за счет выравнивания скоростей взаимодействующих потоков, несмотря на значительное дросселирование эжектирующего потока. Однако, как это видно из рис. 2.1, потери после эжектора еще достаточно высокие. Объясняется это не только разницей скоростей взаимодействующих потоков, но также увеличением разности в плотности. В этом случае увеличивается взаимодействие потоков по объему проточной части.

Узлы и детали эжектора изготавливались из черной лести, а сопла (длинной 70 мм) вытачивались на токарном станке. При сборке и изготовлении деталей использовались оправки и приспособления.

Вышеприведенные материалы дают основы для проектирования смесительных устройств двигателей внешнего смесеобразования в зависимости от расходов при заданных гидравлических потерях.

Выводы

1. Полезная работа эжектора связана с преодолением градиента скоростей и плотностей взаимодействующих потоков. Минимальные потери достигаются при расчете эжектора на максимальные расходы и разность диаметров $\Phi_{\Sigma} - \Phi_c$ в пределах 1,5–3 мм.

2. С уменьшением скоростей взаимодействующих потоков гидравлические потери после эжектора снижаются.

3. Показатели работы эжектора улучшаются, если скорости потоков выравниваются, в частности, за счет увеличения скорости эжектируемого газа с помощью конфузора.

4. В конструкции эжектора с целью снижения гидравлических потерь после эжектора следует избегать решений, за счет которых происходит деформация потоков, в том числе и на выходе эжектора.

5. Применение смесительных устройств эжекторного типа для двигателей смесообразования и рассчитанных по данным настоящего экспериментального исследования позволяет уменьшить потери на впуске в 2 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вознесенский Н.Л. Тракторы и сельхозмашины., 1953, № 4, с.17

2. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. - 2 изд., М.-Л.: Энергоиздат, 1953, - 384 с.

3. Пинт К.А. Некоторые особенности работы струйных аппаратов. - В сб.: Механизация возделывания сельскохозяйственных культур на Дальнем Востоке, Благовещенск, 1979, с. 61-67,

4. Пинт К.А. Влияние элементов эжектора на показатели его работы и двигателя внутреннего сгорания. - В сб.: Научные основы повышения эксплуатационных качеств мобильных машин в условиях Дальнего Востока. - Благовещенск, с.51-55.

5. Пинт К.А. Особенности работы некоторых элементов эжектора. - В сб.: Механизация возделывания сои на Дальнем Востоке, Благовещенск, 1980, с. 92 -97.