

ном 14 и соединится со средней проточкой поршня (рисунок 103б) и через отверстия 11 – с вакуум-проводом. Вакуум из емкости 5 будет передаваться в вакуум-провод, восстанавливая в нем уровень вакуума до номинального. При прекращении подсоса воздуха за счет запаса производительности вакуумного насоса вакуум в вакуум-проводе повышается, поршень 2 с помощью пружины 4 занижает среднее положение, штуцер 15 соединяется с проточкой 12, и вакуум из вакуум-провода через открытый клапан 14 и клапан 6 будет поступать в емкость 5, создавая в ней определенный его запас. Далее процесс повторяется.

Заключение

Таким образом, запас вакуума в емкости 5 производит регулирование уровня вакуума при низком запасе производительности вакуумного насоса. Это позволит увеличить межремонтный цикл узлов доильной установки при соблюдении допустимого значения стабильности ее вакуумной системы.

06.07.11

Литература

1. Шульцатьев, В.Н. Модернизация доильных установок с молокопроводом / В.Н. Шульцатьев, И.Г. Конопельцев, С.В. Сурков // Научно-технический прогресс в животноводстве – ресурсосбережение на основе создания и применения инновационных технологий и техники: сб. науч. тр. / ГНУ ВНИИМЖ. – Подольск, 2008. – Т. 18, ч. 2.
2. Бенкё, И. Производство молока при беспривязном содержании коров / И. Бенкё, Дж. Чиффо, Ш. Ковач. – М.: В.О. «Агропромиздат», 1990.
3. Установки доильные. Конструкция и техническая характеристика: международный стандарт ИСО 5707 / Международная организация по стандартизации. – 1987.
4. Технология и оборудование для доения коров / В.Н. Дашков [и др.]. – Минск: Учебно-методический центр Минсельхозпрода, 2007.

УДК 637.118

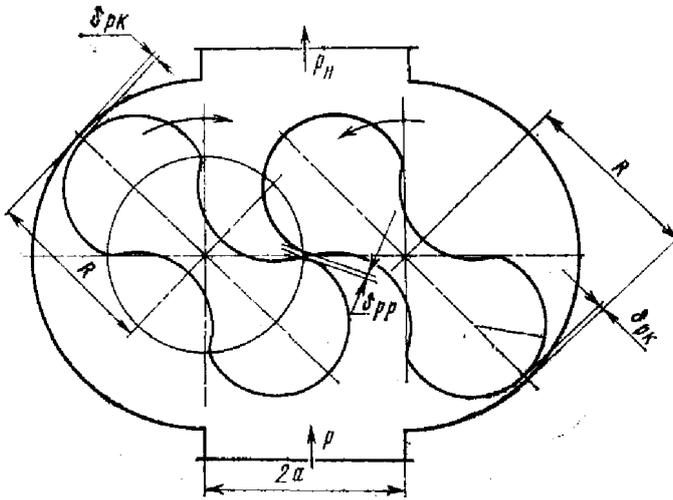
**В.И. Передня, С.А. Антошук,
Э.П. Сорокин, М.В. Колончук**
(РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ
ЭЛЕМЕНТОВ ДВУХРОТОРНОГО
ВАКУУМНОГО НАСОСА С
МНОГОСТУПЕНЧАТЫМ
СЖАТИЕМ**

Введение

Эффективность использования доильных установок определяет высокопроизводительный вакуумный насос с низким потреблением энергии. Практический интерес вызывает возможность применения для этих целей двухроторных насосов с леминискатными профилями, имеющих практически неизнашиваемый рабочий орган. Быстрота действия такого двухроторного насоса определяется объемом воздуха, удаляемого впадинами обоих роторов в единицу времени, с учетом обратного перетекания воздуха с выхода на вход через зазоры в роторном механизме. Эти зазоры сравнительно велики (рисунок 104), поэтому такие одноступенчатые насосы с внешним сжатием имеют макси-

мальный уровень обратных потоков. Процесс внешнего сжатия менее экономичен по сравнению с процессами внутреннего сжатия, поэтому двухроторные вакуумные насосы применяют, как правило, в диапазоне давлений всасывания 1,33–133 Па. При применении двухроторных вакуумных насосов в областях давлений, близких к 100 кПа, отношение давления нагнетания к давлению всасывания в них сравнительно небольшое (1,2–1,5) также вследствие наличия больших перетеканий из полости нагнетания в полость всасывания.



δ_{rk} – радиальный зазор; δ_{pp} – профильный зазор

Рисунок 104 – Зазоры насоса

Важным фактором, вызывающим снижение коэффициента полезного действия ротационного насоса, является интенсивность перетечек воздуха. С увеличением давления они возрастают не только внутри машины, но и в окружающую среду. Одновременно растет температура сжатого воздуха. Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы температура нагнетаемого воздуха была на 35–40° ниже температуры вспышки масла. Повышение

отношения давлений вызывает рост усилий, действующих на роторы, подшипники и другие детали насоса. Вследствие этого увеличиваются механические потери и износ. Приведенные факторы обуславливают необходимость применения при высоких отношениях давлений ступенчатого сжатия. Сжатие воздуха в многоступенчатом насосе совершается последовательно в нескольких одноступенчатых насосах, называемых ступенями сжатия или просто ступенями насоса.

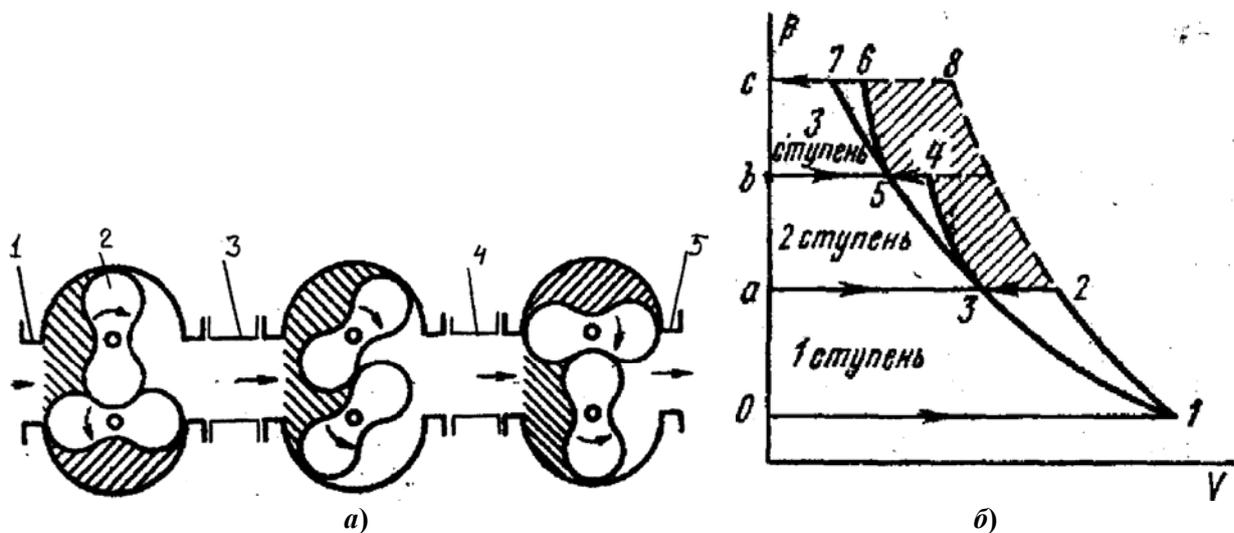
Высокое вакуумметрическое давление достигают также при последовательном соединении насосов. Но для этой цели используют разнотипные вакуумные насосы. Причем абсолютная разность давлений при вакуумировании системы не превышает 100 кПа. Поэтому если определяющую роль в многоступенчатых компрессорах играет внешнее натекание воздуха, то при разработке многоступенчатого вакуумного насоса приходится учитывать в первую очередь внутренние перетекания. Согласование работы ступеней вакуумного насоса позволяет верно определить длину роторов, так как радиусы последовательно соединенных роторов и частота их вращения одинаковые. Исследования этих аспектов проведены недостаточно полно. В частности, необходимо уяснить отличия влияния неплотностей в многоступенчатом насосе от влияния их на работу одноступенчатого насоса, определить значения межступенчатых дав-

лений, обеспечивающих минимальные затраты энергии на сжатие воздуха, выявить закономерности изменения длины роторов по ступеням.

Цель работы – исследование условий применения многоступенчатого сжатия воздуха при низком вакууме и больших воздушных потоках.

Основная часть

Схема и диаграмма трехступенчатого вакуумного насоса с лиминискатными профилями приведена на рисунке 105а. Линия 0–1 отображает всасывание в первую ступень, кривая 1–2 – политропный процесс сжатия в первой ступени. Линия а–3 отображает всасывание во вторую ступень, кривая 3–4 – политропный процесс сжатия во второй ступени. Линия б–5 отображает всасывание в третью ступень, кривая 5–6 – политропный процесс сжатия в третьей ступени, 6–с – нагнетание из третьей ступени. Увеличение числа степеней последовательно уменьшает выигрыш в работе. Кроме того, при трехступенчатом сжатии увеличиваются объемный коэффициент откачки, температурный предел повышения давления и уменьшаются усилия. С ростом отношения давлений политропа сжатия все более расходится с изотермой, работа в сравнении с изотермическим сжатием увеличивается, изотермический коэффициент полезного действия понижается.



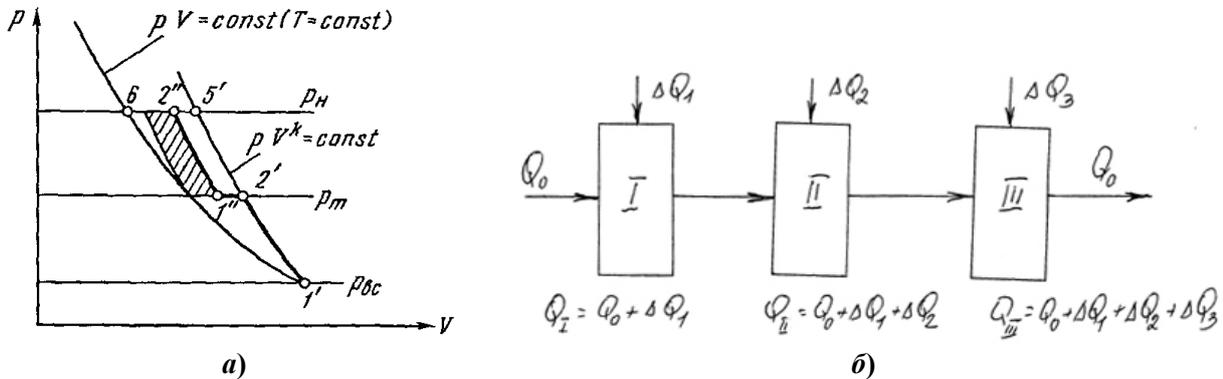
1 – впускное отверстие; 2 – ротор; 3, 4 – переходники; 5 – нагнетательное отверстие

а) схема; б) диаграмма трехступенчатого сжатия воздуха

Рисунок 105 – Трехступенчатый двухроторный насос с лиминискатными профилями

На рисунке 106 представлено влияние недоохлаждения насоса с двухступенчатым сжатием воздуха. Из диаграммы видно, что при недоохлаждении происходят излишние затраты работы, пропорциональные заштрихованной площади. С увеличением числа ступеней потери работы при недоохлаждении возрастают. Влияние недоохлаждения на межступенчатое давление можно

объяснить увеличением объема воздуха перед последующей ступенью при параметрах, соответствующих состоянию воздуха между ступенями. Таким образом, в процессе проектирования для поддержания расчетного межступенчатого давления при недоохлаждении описанный объем поступающей ступени следует увеличить.



а) влияние недоохлаждения на работу насоса;

б) влияние утечек и натеканий воздуха на производительность ступени насоса (I – первая ступень; II – вторая ступень; III – третья ступень)

Рисунок 106 – Факторы снижения производительности вакуумного насоса

Натекания в любой ступени или между ступенями ΔQ_i (рисунок 106б) будут влиять на производительность вакуумного насоса и удельный расход мощности. Если бы не было натеканий, то насос откачал бы весь воздух, всасываемый III ступенью. При наличии натеканий в любом месте газового тракта насоса часть воздуха, всасываемого в III ступень, будет натекает и попадет в нагнетательный патрубок насоса. Значит, натекание в любом месте воздушно-го тракта насоса требует увеличения производительности. Если натекания имеются во всех ступенях, то описанный объем III ступени следует выбирать таким образом, чтобы величина всасываемого в III ступень воздуха обеспечивала необходимую производительность насоса с учетом натеканий во всех ступенях. Количество воздуха, всасываемого во II ступень, должно быть меньше производительности насоса на величину натеканий в III ступени. Это показывает, что нельзя рассматривать многоступенчатый насос (с точки зрения натеканий) как сумму одноступенчатых. Если бы мы применили к ступени многоступенчатого насоса выводы о влиянии натеканий, полученные для одноступенчатого насоса, то при определении описанного объема III ступени не учли бы натекания в II и I ступенях; при определении описанного объема II ступени не учли бы натекания в I ступени.

Для многоступенчатых вакуумных насосов следует различать относительное повышение давления насоса и относительное повышение давления в ступенях. Если давление нагнетания насоса p_0 , давление всасывания насоса $p_{вс}$, номинальные межступенчатые давления между I и II ступенью p_{mI} , между II и III ступенью p_{mII} и так далее, то при z ступенях имеем:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_k = p_0 / p_{\hat{a}\hat{n}}; \\ \varepsilon_{\hat{n}\hat{o}I} = p_{mI} / p_{\hat{a}\hat{n}}; \\ \varepsilon_{\hat{n}\hat{o}II} = p_{mII} / p_{mI} \\ \varepsilon_{\hat{n}\hat{o}III} = p_{mIII} / p_{mII} \\ \dots\dots\dots \\ \varepsilon_{\hat{n}\hat{o}z} = p_0 / p_{m(z-1)}. \end{array} \right. \rightarrow \varepsilon_k = \varepsilon_{\hat{n}\hat{o}I} \varepsilon_{\hat{n}\hat{o}II} \varepsilon_{\hat{n}\hat{o}III} \dots \varepsilon_{\hat{n}\hat{o}z};$$

То есть относительное повышение давления в многоступенчатом вакуумном насосе равно произведению относительных повышений давления в ступенях.

Адиабатическая работа, отнесенная к 1 кг газа в двухступенчатом насосе:

$$l_2 = l_I + l_{II} = \frac{k}{k-1} \left\{ p_{01} \nu_{01} \left[\left(\frac{p_{np}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + p_{02} \nu_{02} \left[\left(\frac{p_{n2}}{p_{np}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\}.$$

В случае полного охлаждения $p_{01} \nu_{01} = p_{02} \nu_{02}$, тогда

$$l_2 = \frac{k}{k-1} p_{01} \nu_{01} \left[\left(\frac{p_{np}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{p_{k2}}{p_{np}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \right],$$

где l_I и l_{II} – работа в I и II ступенях.

Оптимальное промежуточное давление должно соответствовать минимальному значению работы l_2 . Для определения оптимального значения берем первую производную от l_2 по p_{np} и приравниваем ее к нулю, то есть

$$\frac{\frac{1}{p_{np}^k} - \frac{k-1}{2k-1} \frac{p_{k2}^{\frac{k-1}{k}}}{p_{np}^k}}{p_{01}^k} = 0 \rightarrow p_{np}^{\frac{2k-1}{k}} = p_{01}^{\frac{k-1}{k}} p_{k2}^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow p_{np}^2 = p_{01} p_{k2} \rightarrow p_{np} = \sqrt{p_{01} p_{k2}}.$$

Отсюда $\frac{p_{np}}{p_{01}} = \frac{p_{k2}}{p_{np}} \rightarrow \sigma_1 = \sigma_{II}.$

Работа, необходимая для сжатия воздуха в двухступенчатом насосе при одинаковых отношениях давлений в ступенях, будет минимальной. При двухступенчатом сжатии воздуха затраты энергии меньше на 16%, чем в одноступенчатом насосе, при трехступенчатом – на 21% (таблица 34). При увеличении числа ступеней насоса его теоретический цикл все более приближается к изотермическому процессу. Но одновременно с этим растут потери работы на преодоление сопротивлений, а также усложняется конструкция машины. Поэтому выбор числа ступеней определяется практической целесообразностью.

Таблица 34 – Выигрыш в работе сжатия и перемещения при увеличении числа ступеней

Вакуумный насос	Работа сжатия и перемещения воздуха, %	Выигрыш в работе, %
Одноступенчатый идеальный адиабатный	100	–
С адиабатным теоретическим двухступенчатым сжатием	84	16
С адиабатным теоретическим трехступенчатым сжатием	79	21
С адиабатным теоретическим четырехступенчатым сжатием	77	23
С изотермическим сжатием (с бесконечно большим числом адиабатных ступеней сжатия)	70,5	–

Оптимальные межступенчатые давления p_{mi} соответствуют минимуму суммарной работы, когда частные производные от L_k по номинальным межступенчатым давлениям равны нулю. Определяя последовательно частные производные от L_k по p_{mi} и приравнивая их к нулю, получим для z -ступенчатого вакуумного насоса ($z-1$) уравнение с ($z-1$) неизвестной p_{mi} :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dL_e}{dp_{mI}} = 0; \\ \frac{dL_e}{dp_{mII}} = 0; \\ \dots\dots\dots \\ \frac{dL_e}{dp_{m(z-1)}} = 0. \end{array} \right.$$

Решение системы уравнений дает оптимальные значения номинальных межступенчатых давлений насоса, при которых суммарная мощность всех ступеней сжатия минимальна.

Относительное повышение давления в ступени многоступенчатого сжатия, а следовательно, и межступенчатое давление за рассматриваемой ступенью зависят от отношения объемов рассматриваемой и последующей ступеней. Чтобы ступень вакуумного насоса работала при заданном относительном повышении давления, необходимо принять соответствующие размеры рабочей полости последующей ступени, то есть обеспечить определенное отношение объема воздуха, засасываемого рассматриваемой ступенью, к объему воздуха, засасываемого последующей ступенью. Поэтому длину ротора определенной ступени насоса находим с учетом величины воздушного потока Q и быстроты действия ступени насоса S :

$$Q_1 = Q_{II} \rightarrow p_1 S_1 = p_{II} S_{II} \rightarrow S_{II} = S_1 \frac{p_{II}}{p_1} \rightarrow b_{II} = b_1 \frac{p_{II}}{p_1}.$$

Тогда длина ротора $b_i = \frac{b_1}{\varepsilon^i} = \frac{b_1}{\sqrt[i]{(p_0/p_i)^i}}$.

Например, длина ротора *I* ступени трехступенчатого насоса производительностью 90 м³/ч составляет 100 мм, ротора *II* ступени – 65 мм, ротора *III* ступени – 40 мм (таблица 35).

Таблица 35 – Длина роторов насоса

Ступень	Трехступенчатый насос		
	Абсолютное повышение рабочего давления, кПа	Относительный коэффициент	Длина ротора, мм
Первая ступень	25–47	1,90	100
Вторая ступень	47–73	1,54	65
Третья ступень	73–100	1,37	40

Заключение

Отношения давлений во всех ступенях трехступенчатого вакуумного насоса следует принимать различными, так как при этом условия затраты энергии в многоступенчатом цикле минимальные. Полученные номинальные значения межступенчатых давлений составляют: $\varepsilon_{cmI} = 1,90$; $\varepsilon_{cmII} = 1,54$; $\varepsilon_{cmIII} = 1,37$. Минимальное рабочее давление трехступенчатого насоса производительностью 90 м³/ч составляет 25 кПа.

27.07.11

Литература

1. Пластинин, П.И. Поршневые компрессоры. Теория и расчет. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 2000. – Т. I. – 456 с.: ил. – (Учебники и учеб. пособия для студентов высших учебных заведений).

УДК 631.313.6

**И.М. Лабоцкий, А.Д. Макуть,
И.М. Ковалева**

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации
сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

ОБОСНОВАНИЕ СХЕМЫ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ АГРЕГАТА ДЛЯ ЛУЩЕНИЯ ЖНИВЬЯ, ДОИЗМЕЛЬЧЕНИЯ И ЗАДЕЛКИ В ПОЧВУ ПОЖНИВНЫХ ОСТАТКОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙ- СТВЕННЫХ КУЛЬТУР

Введение

Достичь существенного сокращения затрат при уборке зерновых, рапса, кукурузы на силос и зерно можно путем повышения производительности комбайнов, применяя высокий срез, а также распределение и заделку в почву пожнивных остатков этих культур непосредственно на поле. При этом способе исключаются операции подбора, вывоза, скирдования остатков, а заделка их в почву повышает ее плодородие и снижает затраты на удобрение почвы.