

М 249482

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

ЕДЕМСКИЙ Владимир Сергеевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПУСКА В ПОРШНЕВОМ
ВАКУУМ-КОМПРЕССОРЕ СИСТЕМЫ МВТУ

(05.04.06 — Вакуумная техника)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана.

Научные руководители:

д. т. н., профессор Лубенец В. Д.,

к. т. н., доцент Пластинин П. И.

Официальные оппоненты:

д. т. н., профессор Сулов А. Д.,

к. т. н. Беленький А. А.

Ведущее предприятие — ВНИИКОМПРЕССОРМАШ,
г. Сумы.

Автореферат разослан « »

1974 г.

Защита диссертации состоится « »

1974 г.

на заседании Совета энергомашиностроительного факультета МВТУ им. Н. Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, Б-5, Лефортовская наб., д. 1, корпус факультета «Энергомашиностроение».

Ваши отзывы в
просьба высылать по

ью,

С диссертацией м
им. Н. Э. Баумана.

ТУ

Ученый секретар
к. т. н., доцент

В.

№ 249482

Широкое применение в промышленности технологических процессов с использованием низкого вакуума ставит перед машиностроителями задачу создания экономичных вакуум-компрессоров, отвечающих современным требованиям техники.

Для получения низкого вакуума широко применяются поршневые вакуум-компрессоры (ПВК) с золотником поршневого типа и перепускными каналами на зеркале цилиндра, т.е. ПВК системы MBTU, которые имеют высокую надежность, экономичность и отличаются способностью работать в широком диапазоне давлений и простотой обслуживания. Применение золотника поршневого типа в ПВК системы MBTU дает принципиальную возможность увеличить среднюю скорость золотника, т.е. быстроходность машины.

Исследование ПВК показало, что одним из наиболее важных процессов в этих вакуум-компрессорах является процесс впуска газа в цилиндр, так как он определяет основные критерии функциональной эффективности ПВК: производительность, отнесенную к единице рабочего объема цилиндра, габариты, массу машины и удельную мощность. Улучшение габаритных и массовых характеристик возможно путем увеличения быстроходности ПВК. Однако при этом удельная потребляемая мощность увеличивается и значительно уменьшается коэффициент откачки. Повышение быстроходности ПВК возможно только при одновременном совершенствовании всех внутренних процессов и в первую очередь процесса впуска. Исходя из этого была определена основная цель настоящей работы - исследование процесса впуска и изыскание путей его совершенствования для увеличения быстроходности ПВК системы MBTU.

Детального исследования процесса впуска в ПВК системы MBTU до настоящего времени не проводилось.

Для анализа процесса впуска в работе использовали результаты экспериментальных исследований и метод моделирования реального процесса впуска на ЭЦВМ. Необходимые для составления математической модели данные были получены экспериментально на специально созданных стендах. Адекватность разработанной математической модели процесса проверялась экспериментально на серийном ПВК системы MBTU марки 2ВНП-3.

По результатам исследований разработан новый, более совершенный образец машины повышенной быстроходности. Результаты межуведомственных испытаний нового вакуум-компрессора подтвердили правильность полученных в работе основных выводов и реко-

НТБ MBTU им. Н.Э.Баумана



1249482

Егемский В. С. Исследования

мендаций.

Настоящая работа является частью комплекса исследований ПБК МВТУ по повышению их эффективности, проводимых в отраслевой лаборатории МИНХИМАША при кафедре 3-5 МВТУ.

Работа состоит из введения, четырех глав, выводов и приложений и содержит 141 страницу машинописного текста, 70 рисунков и 17 таблиц.

В первой главе дан анализ теоретических и экспериментальных работ, посвященных исследованию объемных характеристик и потерь производительности ПБК и рассматривающих вопросы расчета и исследования органов распределения впуска.

Для анализа влияния на производительность различных факторов наибольшее применение в теории ПБК нашли объемные методы разделения потерь производительности. Наиболее полно в общем виде теория разделения потерь производительности для всех типов объемных вакуум-компрессоров разработана Лубенцом В.Д. Все составляющие потерь производительности, приведенные к условиям всасывания, представлены в объемном виде, как потери части описанного объема цилиндра. Полный коэффициент откачки представлен в виде произведения коэффициентов, что затрудняет исследование отдельных составляющих потерь независимо друг от друга. Из составляющих потерь производительности наиболее полно исследованы объемные потери производительности ПБК (Остертаг П., Доллежалъ Н.А., Фролов Е.С., Лубенец В.Д., Пластинин П.И. и другие), потери от подогрева (Фролов Е.С.) и потери от неполноты перепуска (Григорьев В.П.).

Из экспериментальных работ известно, что увеличение быстроходности ПБК приводит к резкому снижению коэффициента откачки из-за больших гидравлических сопротивлений на всасывании. Поскольку быстроходность ПБК системы МВТУ не ограничена средней скоростью золотника, вопрос правильного выбора основных размеров цилиндрических окон и каналов становится особенно важным.

В литературе появились практические рекомендации по определению размеров цилиндрических окон, выбору значений перекрыш и основных соотношений органов распределения ПБК системы МВТУ (Лубенец В.Д., Фролов Е.С., Пластинин П.И.). Пластинин П.И., например, предлагает определять основные размеры по необходимому времени сечения окон через критерий скорости потока, подсчитанный по условно-постоянной скорости газа при постоянном дав-

лении в цилиндре. Отсутствие экспериментальных данных о коэффициенте расхода цилиндрических окон в ПВК и допущение о постоянном давлении в полости всасывания делают предложенную методику недостаточно точной.

В перечисленных работах подход к определению основных размеров органов распределения основывался на экспериментально полученных интегральных внешних характеристиках без учета действительных процессов, имеющих место при всасывании. Эти методы исследований не позволяют выявить влияние основных факторов и параметров на физику процесса всасывания, т.е. не позволяют выявить имеющиеся возможности совершенствования процесса впуска.

В первой главе рассмотрены особенности процесса впуска в ПВК системы МВТУ и поставлены задачи, которые необходимо решить для улучшения характеристик ПВК, сокращения времени на доработку и более быстрого внедрения в серийное производство.

Основные из этих задач следующие:

1. Исследовать влияние составляющих потерь производительности на коэффициент откачки.
2. Исследовать влияние конструктивных факторов на основные составляющие потерь производительности, особенно, на потери от дросселирования, и взаимное влияние составляющих потерь друг на друга.
3. Исследовать возможность оптимизации конструкции органов распределения с точки зрения повышения коэффициента откачки.
4. Разработать простую и надежную методику расчета коэффициента откачки и основных размеров цилиндрических окон и каналов.

Во второй главе на основе массового баланса произведено разделение потерь производительности в ПВК на примере ПВК системы МВТУ, проведен анализ составляющих потерь и подвергнута аналитическому исследованию наименее изученная из них - потеря производительности за счет дросселирования газа во впускном тракте.

Потери производительности вакуум-компрессора можно разделить на две группы. В первой группе относятся потери, уменьшающие массу газа в цилиндре в конце всасывания за счет уменьшения плотности газа. Это потери от дросселирования и подогрева газа на всасывании, которые учитываются коэффициентами дросселирования $\lambda_{др}$ и подогрева λ_T :

$$\lambda_{gr} = P_3 / P_{вс} ; \lambda_T = T_{вс} / T_3 ,$$

где $P_{вс}$ и $T_{вс}$ - давление и температура во всасывающем патрубке;
 P_3 и T_3 - давление и температура в полости цилиндра в момент закрытия цилиндрических окон в конце всасывания.

Ко второй группе относятся потери производительности, учитывающие, что в конце хода всасывания часть объема цилиндра занята газом, который, будучи сжат, снова попадает в полость всасывания. Вследствие этого меньшее количество газа поступает в цилиндр из откачиваемого объема. Во вторую группу входят потери: объемные $\lambda'_{но}$, неполноты перепуска λ'_c , внутренних перетеканий λ'_n , внешних натеканий $\lambda'_н$, парообразования λ'_p .

Коэффициент откачки можно представить как относительную массу откачиваемого газа, которая определяется как разность относительной массы газа, находящейся в полости цилиндра в конце всасывания, и суммы относительных масс газа, включающей в себя массу газа, оставшегося в полости цилиндра после перепуска; натекшего извне и перетекшего через неплотности в полость всасывания; испарившегося в процессе всасывания:

$$\lambda = (1 + \varepsilon_o - \varepsilon_e) \lambda_{gr} \lambda_T - (\lambda'_{но} + \lambda'_c + \lambda'_n + \lambda'_н + \lambda'_p), \quad (I)$$

где ε_o - относительная величина мертвого объема цилиндра;
 ε_e - относительная величина внутреннего перекрытия.

Анализ составляющих потерь производительности показал, что для $P_{вс} > 1$ мм рт.ст. влияние внешних натеканий через сальники и парообразования на λ пренебрежимо мало. Основная доля потерь производительности распределяется между λ_{gr} , λ'_o , λ'_n и λ'_c .

Методика расчета перепускных каналов, предложенная Григоровым В.П., позволяет определить размеры перепускных каналов, при которых происходит полное выравнивание давлений при перепуске, т.е. $\lambda'_c = 0$.

Анализ влияния различных типов неплотностей на производительность ПВК показал, что основную долю потерь λ'_n составляют перетекания через золотниковые кольца (75-85%).

Объемные потери предлагается определять с учетом дроссельных потерь на всасывании. В этом случае повышается точность расчета $\lambda'_{но}$, особенно, при увеличении быстроходности ПВК.

Для аналитического исследования потерь от дросселирования

разработана математическая модель выпуска, в которой приняты следующие допущения:

- 1) давление на входе постоянно и равно давлению всасывания;
- 2) кинетическая энергия движения газа, перемещаемого поршнем в цилиндре, не учитывается;
- 3) газ принимается идеальным;
- 4) теплообмен со стенками цилиндра не учитывался.

В основу математической модели процесса выпуска положены уравнения: сохранения энергии, состояния и кинематики поршня и распределительного органа.

Дифференциальное уравнение всасывания, описывающее относительное изменение давления в полости всасывания цилиндра x_{ac} по углу поворота коленчатого вала φ , имеет вид:

$$dx_{ac} = - \frac{2\sqrt{2} \gamma(\varphi) K_f \alpha_{tr} \varepsilon_p x_{ac}^{0.5}}{M \pi f(\varphi)} - \frac{\pi \Phi(\varphi) \sqrt{\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{K-1}}}}{\varepsilon(\varphi) \pi f(\varphi)} + K(1-x_{ac}) \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}, \quad (2)$$

где K - показатель адиабаты;

$\gamma(\varphi)$ - отношение текущей величины открытия окон a к радиусу кривошипа золотника r_b ;

α_{tr} - коэффициент расхода впускного тракта,

$\alpha_{tr} = \alpha_{tr}(f_{ок}/f_{чк})$;

$f_{ок}$ и $f_{чк}$ - площади проходных сечений открытой части окон и канала;

K_f - коэффициент, учитывающий отклонение формы окон от прямоугольной;

ε_p - коэффициент расширения, $\varepsilon_p = \varepsilon_p(x_{ac})$;

M - критерий скорости,

$$M = \frac{F C_m}{\Sigma B r_b C_{zb}};$$

F - площадь поршня;

C_m - средняя скорость поршня;

C_{zb} - скорость звука в всасываемом газе;

ΣB - суммарная ширина окон;

$f(\varphi)$ - безразмерная функция, представляющая относительный переменный объем цилиндра;

Π - критерий неплотности, $\Pi = \frac{P_0 \Phi_{nmin} C_{zb} F}{P_{ac} F C_m}$;

- P_1 - давление в полости цилиндра в конце процесса совместного сжатия;
- $\Phi_{n \min}$ - площадь условных зазоров в поршневом уплотнении в случае работы всех колец;
- $\bar{\Phi}(\varphi)$ - безразмерная функция изменения площади условного зазора поршневого уплотнения по φ ;
- $\varepsilon(\varphi)$ - безразмерная функция, представляющая относительный переменный суммарный объем полости цилиндра и золотника в процессе совместного сжатия.

Критерии М и П комплексно учитывают: род откачиваемого газа, геометрические соотношения и параметры ПВК и характеризуют, соответственно, потери от дросселирования и от перетеканий через поршень.

Граничными условиями дифференциального уравнения (2) являются: 1) угол поворота кривошипа φ_n , с которого начинается процесс всасывания, т.е. в момент выравнивания давлений в полости цилиндра ($\varepsilon_{вс} = 0$) при открывании цилиндрических окон;

2) угол φ_k в момент закрытия цилиндрических окон, который зависит от угловой перекрыши в конце всасывания φ_e ($\varphi_k = \pi - \varphi_e$). Относительные потери давления в конце всасывания ε_k являются результатом решения уравнения (2). Они определяют дроссельные потери производительности: $\lambda_{др} = 1 - \varepsilon_k$.

Для определения угла φ_n использовалось дифференциальное уравнение процесса выравнивания, предшествующего процессу всасывания, которое описывает изменение относительного превышения давления в полости цилиндра ε_u в начальной стадии открытия окон:

$$\frac{d\varepsilon_u}{d\varphi} = \frac{-2\sqrt{2} \alpha_{тр} K_f \varepsilon_p \gamma(\varphi) \varepsilon_u^{0.5} (1 + \varepsilon_u)^{\frac{2\kappa-1}{2\kappa}}}{\pi M f(\varphi) - \kappa (1 + \varepsilon_u) \frac{f(\varphi)}{f(\varphi)}} \quad (3)$$

Влияние различных факторов на потери давления в процессе впуска исследовалось путем проведения численного эксперимента на ЭВМ Минск-22.

Анализ результатов аналитического исследования показал:

1. Угол φ_n в рабочем диапазоне $P_{вс} = 8-100$ мм рт.ст. находится в интервале от 15 до 50°. Изменение φ_n в этих пределах меняет только начальный участок диаграммы процесса всасывания и совершенно не влияет на потери в конце всасывания ε_k .

Этот вывод позволяет при исследовании $\mathcal{E}_k$ отказаться от решения уравнения (3).

2. Величина $\mathcal{E}_0$ также не влияет на конечный результат исследований - $\mathcal{E}_k$, если $\mathcal{E}_0$ принимается в практически разумных пределах ($\mathcal{E}_0 < 0,16$).

3. Увеличение критерия скорости M приводит к резкому возрастанию $\mathcal{E}_k$. Для конкретного ПК критерий M оценивает влияние быстроходности машины на дроссельные потери производительности. При увеличении C_m сохранять критерий M на достаточно низком уровне можно за счет увеличения $\Sigma \delta$ и r_3 .

4. Правильное конструктивное выполнение золотника и цилиндрического канала очень важно для уменьшения $\mathcal{E}_k$, так как местные сужения проходного сечения впускного тракта приводят к значительному уменьшению α_{tr} . Экспериментальные исследования показали, что влияние α_{tr} на $\mathcal{E}_k$ может быть учтено безразмерным параметром, представляющим отношение площадей сечений цилиндрических окон и канала $K_2 = f_0 / f_{чк}$.

5. Дроссельные потери в верхней полости цилиндра значительно меньше (в 1,5-2 раза), чем нижней. Это объясняется, главным образом, влиянием конечной длины шатуна поршневой линии. Таким образом, для уменьшения потерь производительности расчет органов распределения необходимо вести отдельно для каждой полости цилиндра с учетом величины отношения радиуса кривошипа к длине шатуна поршневой линии λ_k . Влияние длины шатуна золотника на дроссельные потери незначительно.

6. Зависимость $\mathcal{E}_k$ от относительной высоты цилиндрических окон $y_m = a_0 / r_3$ нелинейная и имеет форму, близкую к гиперболе. При малых значениях критерия скорости ($M \leq 0,05-0,06$) уменьшение y_m до 0,4 практически не влияет на величину $\mathcal{E}_k$. Для значений $M > 0,6$ величина $\mathcal{E}_k$ зависит от y_m во всем диапазоне значений y_m . Поэтому стремление увеличивать сечение цилиндрических окон за счет увеличения высоты окон не всегда целесообразно.

7. Величина угловой перекрыши в конце всасывания φ_2 оказывает большое влияние на производительность, не только уменьшая рабочий объем цилиндра, но также увеличивая дроссельные потери, так как она определяет характер (скорость) закрытия цилиндрических окон и скорость потока в конце всасывания. Величина

φ_e зависит от угла перепуска φ_a . Наименьшие дроссельные потери в вакуум-компрессоре могут быть достигнуты в случае, когда отсутствует перепуск и перекрыши равны нулю ($\varphi_a = \varphi_e = 0$). Некоторое уменьшение φ_e для нижней полости цилиндра может быть достигнуто увеличением угла развала γ ившипов поршня и золотника θ на несколько градусов.

8. Перетекания в полость цилиндра влияют на потери давления только на заключительной части хода всасывания, несколько уменьшая $\mathcal{E}_k$.

Анализ влияния различных факторов на дроссельные потери давления позволил определить основные из них: M , u_m , φ_e , K_e и λ_k .

Величины M , u_m и K_e включают в себя основные размеры цилиндрических окон и цилиндрических каналов.

Изменение конструктивных параметров с целью уменьшения дроссельных потерь производительности может одновременно привести к увеличению некоторых других составляющих потерь. Таким образом значения исследуемых параметров можно считать оптимальными, только в том случае, когда минимальны суммарные потери производительности.

Для выявления возможности получения оптимальных геометрических соотношений органов распределения впуска, цилиндрических каналов и окон исследовано влияние этих факторов на сумму объемных и дроссельных потерь λ' , поскольку увеличение проходных сечений цилиндрических окон и каналов влечет за собой наряду с уменьшением $\mathcal{E}_k$ увеличение $\mathcal{E}_o$ и λ'_{mo} . Объемные потери λ'_{mo} , входящие в сумму потерь λ' , определялись с учетом дроссельных потерь на всасывании. Ранее при исследовании объемных потерь производительности принималось допущение об отсутствии потерь давления на всасывании, т.е. $P_3 = P_{вс}$. Использование математической модели впуска позволило определять давление начала обратного расширения P_a с учетом дроссельных потерь:

$$\frac{P_a}{P_{вс}} = E_{II} \lambda'_{gr} - F_{II} \tau, \quad (4)$$

где E_{II} и F_{II} — коэффициенты, зависящие от конструкции ПВД;
 τ — степень сжатия.

Результаты исследования показали, что основными факторами,

влияющими на λ' являются: угол δ , на котором расположены цилиндрические окна; относительная высота окон y_m ; параметр K_e ; отношение хода к диаметру золотника $(s/d)_z$; отношение объемов описанных золотником и поршнем K_v .

При изменении значений K_v и $(s/d)_z$ минимум суммарных потерь λ' находится при слишком больших значениях этих параметров. Поэтому выбирать значения K_v и $(s/d)_z$ следует из конструктивных соображений в пределах:

$$K_v = 0,15-0,2; \quad (s/d)_z = 0,8-1,2.$$

Анализ показал, что минимальное значение λ' можно получить варьируя двумя факторами: δ и y_m . Параметр K_e следует принимать в пределах 0,9-1,0.

На основании исследования влияния различных факторов на оптимальные значения δ и y_m получены приближенные уравнения, позволяющие по известным величинам c_m , τ , y_e , $(s/d)_z$, K_e , λ_R и K_v определить оптимальные размеры цилиндрических окон.

В третьей главе приведены методика и результаты экспериментального определения данных, необходимых для математической модели процесса впуска и проведения анализа составляющих потерь производительности:

1) зависимости коэффициентов расхода впускного тракта α_{tr} , цилиндрических окон и каналов α_u и коэффициента расширения ϵ_p от давления всасывания $P_{вс}$, относительной величины потери давления в тракте $\alpha_{вс}$, величины цилиндрических окон α ;

2) распределения потерь давления по впускному тракту;

3) плотностей поршневого и золотникового углотнений, сальников и нагнетательных клапанов исследуемого вакуум-компрессора 2ВНП-3.

Для проведения статических продувок впускного тракта цилиндра ЦБК в МВТУ была опроектирована и изготовлена экспериментальная установка, состоящая из цилиндра вакуум-компрессора 2ВНП-3, в котором устанавливались сменные золотниковые втулки с исследуемыми цилиндрическими окнами. Необходимые величины открытия цилиндрических окон достигались перемещением золотникового поршня. Как показал эксперимент, в исследуемом диапазоне давления 8 мм рт.ст. - 200 мм рт.ст. коэффициент расхода не зависит от величины $P_{вс}$ и изменяется в зависимости от величины открытия цилиндрических окон, числа окон, размеров цилиндрического канала и конструкции золотника.

Анализ результатов продувок цилиндрического канала с различным числом окон и для различных величин открытий окон позволил определить основной параметр, влияющий на $\alpha_{\text{ч}}$ - отношение площади открытой части окон к площади канала $f_{\text{ок}}/f_{\text{чк}}$. Получены зависимости $\alpha_{\text{гр}}$ от $f_{\text{ок}}/f_{\text{чк}}$, которые могут быть использованы при проектировании новых машин. Например, при значениях $\alpha \geq 3$ мм такая зависимость хорошо аппроксимируется уравнением:

$$\alpha_{\text{гр}} K_f = 0,5 - 0,078 (f_{\text{ок}}/f_{\text{чк}})^3 \quad (4)$$

Зависимость величины условных зазоров уплотнений поршня и золотника от числа колец и давления перед уплотнением, полученные в результате продувок поршневых и золотниковых уплотнений вакуум-компрессора 2ВНП-3, использовались при аналитическом исследовании влияния неплотностей ПЕК на потери λ_1 и α_k .

В результате экспериментальных исследований впускного тракта выявлены пути улучшения конструкции элементов золотникового распределения и разработаны практические рекомендации.

В четвертой главе излагается методика и приводятся результаты экспериментального исследования процесса впуска и потерь производительности на всасывании. Эти экспериментальные исследования проводились с целью:

- 1) проверки математической модели впуска для расчета дроссельных потерь производительности;
- 2) проверки предложенного в работе способа определения давления начала обратного расширения для анализа объемных потерь производительности;
- 3) проверки применимости предложенного способа разделения потерь к расчету интегральных объемных характеристик (коэффициента откачки).

Экспериментальные исследования, заключающиеся в определении потерь давления в процессе всасывания, давления начала обратного расширения и полного коэффициента откачки, проводились на вакуум-компрессоре 2ВНП-3, серийно выпускаемом на МКЗ. Потери давления в полости цилиндра во время всасывания и давление начала обратного расширения определялись из осциллограмм изменения давления в процессах обратного расширения, всасывания и перепуска, полученных индицированием верхней полости цилиндра.

Основная трудность исследования потерь давления всасывания

в ПКВ заключалась в индифференции процесса всасывания из-за малой абсолютной величины давления всасывания при сравнительно большом изменении давления в полости цилиндра за цикл ($\sim 1 \text{ кг/см}^2$).

Для определения временных потерь давления в процессе всасывания было разработано и изготовлено специальное устройство, позволяющее изменять разность между давлением внутри цилиндра в процессе всасывания и наперед заданным контролируемым давлением. Чувствительным элементом этого устройства являлась пружинная трубка Бурдона с наклеенными на нее тензодатчиками.

Специально сконструированное шунтирующее устройство предохраняло чувствительный гальванометр осциллографа от перегрузок, вызванных большими перепадами давлений на датчике давления в процессе сжатия.

В качестве контролируемого начального уровня для датчика давления использовалось давление всасывания, для чего было предусмотрено специальное устройство, позволяющее соединять датчик с полостью всасывания.

Экспериментальная проверка была проведена во всем рабочем диапазоне давлений всасывания при различных числах оборотов коленчатого вала ($n = 200-500 \text{ об/мин.}$ при номинальном числе оборотов серийной машины $n = 220 \text{ об/мин.}$) и различных значениях перекрыш.

Потери давления всасывания в полости цилиндра выражались в относительных величинах и сравнивались с относительными потерями давления, полученными с помощью математической модели впуска.

Результаты эксперимента показывают, что экспериментально полученные диаграммы с различными перекрышами, отличаясь на начальном участке всасывания, совпадают в районе середины хода поршня, когда цилиндрические окна открыты на одинаковую величину. На участке хода всасывания, соответствующем закрыванию цилиндрических окон, потери давления имеют большее значение при больших перекрышах. Совпадение экспериментальных диаграмм в средней части хода поршня подтверждает результаты теоретических исследований о том, что начальные условия (φ_n) не влияют на α_k , а изменяют только начальный участок диаграммы всасывания.

Сравнение α_k , полученных расчетным путем и из эксперимен-

тельных индикаторных диаграмм процесса всасывания, показало хорошую сходимость экспериментальных и расчетных зависимостей от n и φ_e , особенно при больших числах оборотов, когда влияние дроссельных потерь значительно. Расхождение результатов не превышало 8-10%. Наилучшее совпадение экспериментальных и расчетных зависимостей получено на номинальном рабочем режиме ПВК (при $\tau = 20$). Это дает возможность использовать математическую модель впуска для расчета дроссельных потерь производительности и определения размеров цилиндрических окон и каналов ПВК.

Сравнение расчетных значений P_a , подсчитанных с учетом и без учета α_k , с экспериментом, показало, что максимальное отклонение расчета от эксперимента наблюдается при больших числах оборотов и с учетом α_k составляет 8%, а без учета 17%. Следовательно, при определении объемной потери производительности у быстроходных ПВК, имеющих значительные дроссельные потери на всасывании, следует учитывать величину α_k .

Экспериментальная проверка определения коэффициента откачки по предложенному способу разделения потерь производительности на составляющие показала, что как абсолютные значения λ , так и характер зависимостей λ от τ и n , полученных из расчета и экспериментально, имеют хорошее совпадение.

Основные результаты работы и выводы

1. Впервые для ПВК на основе массового баланса получено разделение потерь производительности. Использование массового баланса для определения потерь производительности позволило уточнить физический смысл каждой составляющей потерь и провести анализ влияния различных факторов на их значения для ПВК системы MBTV.

2. Проведено исследование потерь производительности от дросселирования газа на всасывании путем использования метода моделирования на ЭЦМ. Для этого разработана математическая модель процесса впуска в ПВК системы MBTV, предназначенная для численного эксперимента на ЭЦМ. Математическая модель впуска реализована для ЭВМ типа Минск-22.

3. Проанализировано влияние начальных условий на результаты, получаемые предложенной математической моделью впуска.

Показано, в каких случаях начальные условия не влияют на результаты аналитического определения потерь от дросселирования.

4. Для описания процесса впуска получены экспериментальные зависимости коэффициентов расхода цилиндрических окон и впускного тракта на специально созданном экспериментальном стенде.

5. Проведен анализ возможных способов оптимизации основных параметров и размеров ПБК. Предложен способ выбора геометрических соотношений органов распределения впуска и впускного тракта ПБК с точки зрения повышения производительности на единицу объема, описанного поршнем, с использованием математической модели впуска.

6. Экспериментально получены значения условных зазоров в поршневых и золотниковых уплотнениях с учетом конструктивных особенностей, характерных для ПБК системы МВТУ (наличие перепускных каналов на зеркале цилиндра и окон на золотниковой втулке), и их работы в вакууме. Проанализировано влияние различных неплотностей на составляющие потерь производительности.

7. Экспериментально проверены предложенные методы расчета основных составляющих потерь производительности и коэффициента откачки, основанные на проведенных исследованиях. Для проведения экспериментальных проверок разработан и создан специальный стенд. Проверка показала хорошую сходимость результатов.

8. Результаты исследований были использованы при создании ПБК системы МВТУ: ЗВНП-3, 2ВНП-С, 2ДВНП-6, которые рекомендованы межведомственной комиссией к серийному производству на Мелитопольском компрессорном заводе.

9. Результаты испытаний головных образцов вакуум-компрессоров ЗВНП-3, 2ВНП-6, 2ДВНП-6, проведенные на Мелитопольском компрессорном заводе, подтверждают верность основных результатов настоящей работы.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Дегтярева Т.С., Едемский В.С., Пластинин П.И. Влияние быстротечности на работу поршневого вакуум-компрессора системы МВТУ. Труды МВТУ № 146. Сб. "Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты", 1971.
2. Дегтярева Т.С., Едемский В.С., Пластинин П.И. Эксперименталь-

ный стенд для испытания поршневого вакуум-компрессора 2ВНП-3.

Труды МВТУ № 146. "Компрессорные и вакуумные машины" и пневмоагрегаты", 1971.

3. Лубенец В.Д., Пластинин П.И., Твалчредидзе А.К., Едемский В.С. Исследование процесса всасывания в поршневом вакуум-насосе системы МВТУ. Труды МВТУ № 158. "Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты", 1973.
4. Пластинин П.И., Едемский В.С., Жукова Н.М., Твалчредидзе А.К. Исследование процесса всасывания в поршневом вакуум-компрессоре системы МВТУ. В сб. "Пути повышения эффективности поршневых компрессорных машин" (Тезисы докладов на Всесоюзном научном семинаре), МВТУ, 1973.