

А.С. Орлин

**Расчет сечений органов распределения
двухтактных быстроходных двигателей**

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 656
ББК 39.1
А11

А11 **А.С. Орлин**
Расчет сечений органов распределения двухтактных быстроходных двигателей / А.С. Орлин – М.: Книга по Требованию, 2024. – 92 с.

ISBN 978-5-458-38377-6

Расчет сечений органов распределения двухтактных быстроходных двигателей

ISBN 978-5-458-38377-6

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2024
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2024

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая работа содержит попытку дать приближенный метод расчета сечений органов распределения двухтактных быстроходных двигателей с учетом влияния выхлопной и подводящей систем.

Вопрос определения размеров проходных сечений органов распределения, рациональных с точки зрения качества процесса продувки и наполнения цилиндра, является вопросом большой актуальности, особенно для быстроходных двигателей.

Несмотря на большое количество опубликованных работ, касающихся исследования продувки, мы еще не имеем законченных расчетных соотношений, на которых можно было бы с полной уверенностью базироваться при проектировании окон и клапанов. Конструкцию и размеры последних назначают обычно, используя данные существующих моделей, хорошо зарекомендовавших себя в работе. При определении размеров сечений применяются те или иные расчетные формулы, основанные большей частью на уравнениях установившегося движения. При этом вводятся поправочные коэффициенты, колеблющиеся в весьма широких пределах. Значения этих коэффициентов оцениваются на основе опытных данных. После построения машины приходится считаться с последующей, в некоторых случаях длительной доводкой двигателя, связанной зачастую с большими изменениями размеров и формы окон или клапанов и кулачковых механизмов, а также фаз распределения. Конечно, не исключена вероятность правильного выбора поправочных коэффициентов, но что в общем случае рассчитывать трудно.

Механизм явлений, имеющих место при процессе выхлопа и продувки, чрезвычайно сложен и запутан. Здесь приходится констатировать наличие неустановившегося трехмерного движения газов в выхлопной и подводящей системах, органах распределения и цилиндре, что обуславливает большие трудности для аналитического решения проблемы.

Вопрос о протекании процесса в цилиндре по времени затрагивается в работах Цветкова, Шютте, Кернера и других, основанных на уравнениях установившегося движения. Пренебрежение влиянием ускоренных масс газов в смежных с цилиндром системах служит одной из причин расхождения теории и практики. В работах Лутца и Пишингера, представляющих известный вклад в литературу по теории двухтактного процесса, рассматривается влияние на процесс в цилиндре выхлопных и подводящих трубопроводов.

Указанные авторы основывались на уравнениях неустановившегося движения, применяя ряд упрощений и приближений при исследовании. Вследствие некоторых допущений результаты расчетов, основанных на этих работах, расходятся с результатами эксперимента для быстроходных двигателей.

На этом вопросе мы остановимся при рассмотрении указанных работ, изложенных в первых двух главах настоящего труда, содержащих краткий обзор существующих методов расчета продувки. Далее изложен предлагаемый мною метод. Он основан на применении уравнений неустановившегося движения газов в одномерном потоке (в другом, более общем виде по сравнению с упомянутыми способами), на применении уравнений изменения весового количества газов в цилиндре и в смежных с ним системах, при использовании формул адиабатического процесса и других термодинамических соотношений.

Выявление зависимостей, упрощающих исследование, и введение некоторых допущений позволяют в конечном итоге прийти к расчетным уравнениям. Характер кривых протекания давлений в цилиндре, устанавливаемый на основе этих уравнений, расход

воздуха на продувку и другие факторы дают возможность после сравнительного анализа подойти к выбору иаивыгоднейшего варианта.

Последний определяется: параметрами конца продувки, чистотой зарядки (которая может быть определена лишь ориентировочно) и, до известной степени, величиной коэффициента продувки.

Для проведения расчета начальные параметры, равно как и коэффициенты истечения, должны предварительно оцениваться, для чего требуются опытные данные. В конце настоящего труда приводятся результаты некоторых экспериментов.

Предлагаемый мною метод не должен рассматриваться как вполне законченный и претендующий на охват всех типов быстроходных агрегатов. Он справедлив в первом приближении для двигателей, характеризующихся относительно небольшими объемами коллекторов (или отсутствием таковых), небольшими длинами трубопроводов и относительно высоким значением перепада давлений между продувочным ресивером и выхлопной системой.

**РАСЧЕТЫ ПРОДУВКИ, ОСНОВАННЫЕ НА ЗАКОНАХ
УСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ**

§ 1. Выхлоп до начала продувки. Способы расчета Шюле, Креглевского, Брилинга, Калиша, Алексева, Рингвальда и др.

Расчет продувки чаще всего проводится на основе уравнений установившегося движения. Обычно предполагают, что процесс протекает следующим образом. В конце хода расширения открываются выхлопные органы и продукты сгорания устремляются с критической скоростью в выхлопной трубопровод. После падения значения давления в цилиндре ниже критического (P_k) скорость падает более интенсивно, чем во время истечения при критической скорости, пропорциональной корню квадратному из абсолютной температуры. С момента открытия продувочных органов устанавливается поток продувочного воздуха из ресивера в цилиндр при одновременном вытекании продуктов сгорания через выхлопные органы.

Исследование продувки проводится в предположении постоянных давлений во время процесса в ресивере и вообще во всей подводящей системе (P_s), цилиндре (P) и выхлопном трубопроводе (P_d).

Исходным положением к выводу расчетных уравнений является выражение секундного расхода газа:

$$G = \mu \psi f \sqrt{\frac{P_i}{v_i}}$$

где μ — коэффициент истечения выхлопных или продувочных органов;

f — площадь проходного сечения органов;

P_i и v_i — давление и удельный объем внутри цилиндра или ресивера*;

ψ — величина, зависящая в общем случае от отношения давлений $\frac{P_d}{P}$ или $\frac{P}{P_s}$.

В надкритической области истечения ψ имеет максимальное значение и не зависит от отношения давлений:

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}$$

здесь k — показатель адиабаты (показатель истечения), значение которого для истечения через выхлопные органы часто принимается равным 1,3, соответственно чему $\psi = 2,09$:

В подкритической области

$$\psi = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_d}{P}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_d}{P}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Для продувки $\frac{P_d}{P}$ заменяется в данном выражении на $\frac{P}{P_s}$; k в этом случае принимается равным 1,4.

* В принятых обозначениях P выражено в $кг/м^2$, p — в $кг/см^2$.

Согласно способам расчета процесса, предлагаемым Шюле, Креглевским, Гельдом, Брилингом, Калишем, Алексеевым, Рингвальдом, Маггом, Львовым и многими другими, формула для расчета процесса выхлопа до начала продувки основывается на приравнивании разности начального веса газов в цилиндре G_0 и оставшегося количества его G после истечения за t секунд выражению расхода газа G_i . Процесс расширения в цилиндре предполагается политропическим.

В результате преобразования указанного равенства при использовании термодинамических соотношений можно получить следующее выражение:

$$\int \frac{f_b dt}{V} = \frac{1}{\mu_b m \sqrt{P_0 v_0}} \int \frac{P}{\psi} d\left(\frac{P}{P_0}\right) - \frac{1}{\mu_b \sqrt{P_0 v_0}} \int \frac{1}{\psi \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{1}{2m}} dV \quad (1)$$

Интегрирование распространяется на всю фазу до открытия продувочных органов. P_0 и v_0 — пар метры, определяющие состояние продуктов сгорания в начале процесса; m — показатель политропы расширения, значение которого принимается равным 1,3. Индекс b указывает принадлежность f и μ к выхлопным органам.

Упомянутые выше авторы пренебрегают вторым интегралом правой части последнего равенства*, зависящего от изменения объема цилиндра за процесс выхлопа. Интеграция проводится в пределах изменения давления от $P_0 = P_b$ до P_k для надкритической области и от $P_0 = P_k$ до P_s (или P_y) в подкритической. Интегрирование в подкритической области истечения приходится проводить графически (Шюле, Брилинг и др.) или помощью разложения в ряд (Калиш и Алексеев).

В конечном итоге получаются расчетные уравнения [2], [31]**:

$$\int f_b dt = 0,173 \frac{V_h}{\sqrt{T_b}} [(3,86 - Z_s) p_b^{0,115} - 4,14],$$

$$\int f_b dt = 0,01865 \frac{V_h}{\sqrt{T_b}} [(35,9 + \Phi) p_b^{0,115} - 38,4],$$

где V_h — рабочий объем цилиндра;

Z_s — функция отношения давления $\frac{P_d}{P_s}$, значение которой определяется по графику;

p_b — давление в цилиндре в момент открытия выхлопных органов;

V — средний объем цилиндра за процесс выхлопа.

$$\Phi = 3,75 - 8,67 \sqrt{\left(\frac{p_y}{p_d}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \left\{ 1 + 0,778 \left[\left(\frac{p_y}{p_d}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\}$$

Выражение Φ дается также в функции m и k .

p_y — при наших обозначениях — давление в момент открытия продувочных окон.

При выводе этих формул коэффициент истечения принят равным 0,825. Исчисление проводится обычно в предположении $p_y = p_s$.

Формула Львова [6], методика вывода которой напоминает методику, принятую Креглевским [33], для рассматриваемой фазы процесса имеет вид:

$$\int f_b dt = G_b \sqrt{T_b} \frac{p_d^{-0,143} - p_b^{-0,143}}{660 p_b};$$

здесь G_b — весовое количество газов в цилиндре, определяемое из характеристического уравнения.

* Креглевский, Гельд, Магг, Рингвальд и Львов при той же методике вывода получают уравнения в несколько ином виде.

** Цифры в [] указывают на порядковый номер перечисленных в библиографии источников (см. в конце книги).

При выводе формулы давление в цилиндре в момент открытия продувочных окон p_y принято равным $1,1p_d$. Объем цилиндра в надкритической области считается равным V_b , а в подкритической V_k . Коэффициент истечения окон $\mu = 0,83$.

Остановимся еще на формуле Рингвальда [48], которая имеет вид:

$$\int f_b dt = \frac{0,423}{\mu_b \sqrt{T_b}} \left[\left(\frac{p_b}{p_y} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right].$$

При выводе этой формулы автор находит возможным считать с приближением весь процесс подчиняющимся законам надкритического выхлопа. Значение k принимается равным 1,4.

§ 2. Расчет процесса выхлопа с учетом изменения объема цилиндра. Способы расчета Тареева, Орлина, Калиша и др.

В ряде конструкций двигателей изменение объема за процесс выхлопа значительно. Укажем, например, на двухпоршневые двигатели с большим углом смещения кривошипов. В этом случае второе слагаемое приведенного выше выражения (1) может достигнуть значительной величины.

В. М. Тареев [14] дает приближенный способ подсчета длины выхлопных окон (для двигателей с выхлопом через окна), опираясь на большое количество проведенных им расчетов. Он выводит расчетные соотношения, основываясь на уравнениях установившегося движения, применяя уравнения весового расхода газа при политропическом расширении в цилиндре. После преобразований В. М. Тареев получает формулы, позволяющие находить значение температуры в цилиндре T_2 в конце каждого из участков времени, на которые разбивается процесс выхлопа при расчете. Формулы выведены для процесса надкритического выхлопа, для расчета процесса в подкритической области вводятся соответствующие поправочные коэффициенты. При известном T_2 имеется возможность найти далее (из уравнения политропы) значение P_2 и построить кривую протекания давлений в цилиндре в период выхлопа.

Приведенный способ может быть применен лишь для небольших участков выхлопа, вследствие допущений, принятых при выводе. В. М. Тареев указывает на отсутствие достаточной надежности в выборе всех параметров расчетных формул. При проведении расчета, как это считает автор расчета, допустимо ограничиться разбивкой всей фазы протекания процесса на элементы по 5° угла поворота кривошипа.

В результате проведения двадцати пяти подробных расчетов при разбивке процесса на участки, соответствующие $2,5^\circ$ угла поворота кривошипа, и обработки полученных данных как эмпирического материала установлена формула для нахождения длины выхлопных окон Δ , считая до верхней кромки продувочных окон, в процентах хода поршня:

$$\Delta = \left(\frac{\pi D}{\beta} \right)^{0,44} (0,70 + 0,13 \sigma^{0,53} - 0,0141 \sigma),$$

где β — коэффициент использования окружности цилиндра;
 σ — длина продувочных окон в процентах хода поршня.

Эта формула справедлива для схемы продувки при выхлопе через окна. Показатель политропы расширения m принимается равным 1,3. Общий показатель истечения $k = 1,4 - 1,5$.

Многу были предложены другие способы расчета процесса выхлопа, учитывающие изменение объема процесса [12], [43], [44].

Эти способы основаны на исследовании слагаемого правой части равенства (1), зависящего от изменения объема цилиндра во время выхлопа.

Расчетная формула для процесса выхлопа (имея в виду произвольные значения m и k) может быть в конечном итоге написана так [44]:

$$\frac{1}{V} \int f_b dt = \frac{0,37}{\mu_b \sqrt{T_b}} \left\{ \left[\left(\frac{P_b}{P_d} \right)^{\frac{m-1}{2m}} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1} \frac{1-m}{2m}} - 1 \right] \frac{1}{(m-1)\psi_{\max}} + \right. \\ \left. + \frac{0,5}{m} \left(\frac{P_b}{P_d} \right)^{\frac{m-1}{2m}} Z - \frac{0,41 + 0,09m}{\psi_{\max}} \ln \frac{V_y}{V_b} \right\},$$

где $Z \approx 0,715 \frac{P_d}{P_y} - 0,387$.

При отсутствии подкритической области истечения формула упрощается:

$$\frac{1}{V} \int f_b dt = \frac{0,37}{\mu_b \psi_{\max} \sqrt{T_b}} \left[\frac{\left(\frac{P_b}{P_y} \right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1}{m-1} - (0,41 + 0,09m) \ln \frac{V_y}{V_b} \right].$$

Исследование процесса продувки быстроходных машин, проведенное в ЦИАМ под руководством автора, показало, что нередко случаи, когда показатели политропы расширения m и адиабаты k значительно разнятся между собой. Отметим далее наличие высокого давления P_y в момент открытия продувочных окон для быстроходных двигателей. Значение P_y достигает 2—3 ат, о чем речь идет в работе [44]. Ниже мы вновь остановимся на этом вопросе. Укажем, наконец, что расчетная формула может быть применена как к процессу предварения выхлопа, так и ко всему процессу выхлопа до начала продувки; процесс продувки нами с приближением считается начинающимся в момент выравнивания давлений в цилиндре и ресивере. Соответственно этому в последнем случае P_y меняется на P_s , V_y на V_s .

Из других работ, относящихся к расчету процесса с учетом изменения объема цилиндра за процесс, упомянем способ Шюле*, справедливый для значения $m = 1$, способ Лефлера и Ридлера**, который основан на построении кривой выхлопа при помощи последовательного вычисления точек кривой, и, наконец, работу Г. Г. Калиша [30]. В последней дано решение задачи о расчете выхлопа на основе метода графического интегрирования дифференциальных уравнений первого порядка помощью построения изоклин, по которым графически находится зависимость давления в цилиндре от времени. Для облегчения подсчета применяется ряд вспомогательных диаграмм.

Появившаяся в 1937 г. статья В. М. Тареева [53] содержит дальнейшее развитие предыдущих работ этого же автора [14], [1а], [а1].

В результате графической обработки двадцати пяти примеров построения по точкам линии выхлопа (приближенным путем) устанавливается новая формула для определения превышения выхлопного окна над продувочным Δ в процентах рабочего хода поршня для окон прямоугольной формы, имеющая следующий вид:

$$\Delta = \left(\frac{0,48}{P_y - 0,4} + 1,9 \right) \left(0,96 + \frac{0,6}{\epsilon} \right) \sqrt[3]{ \left(\lg \frac{P_b}{P_y} \right)^2 : \left(\frac{P_b}{P_y} \right) \left(\frac{nD}{\beta V_b} \right)^{0,4} } [1,04 - 0,0004 (20 - \sigma)^2],$$

где ϵ — степень сжатия;

σ — длина выхлопных окон в процентах от хода поршня S ;

β — отношение общей ширины проходного сечения окон к длине окружности цилиндра.

* Schule, Technische Thermodynamik, 1923, В. II.

** Löffler und Riedler, Ölmaschinen, Julius Springer.

В отличие от предыдущих формул автора последняя справедлива и для повышенных значений p_b , характерных для двигателей современных конструкций. К сожалению, автор не останавливается совсем на причинах допущения в них больших значений p_b . В заключении рекомендуется оценивать значение коэффициента истечения окон равным около 0,65 (при $m = 1,4$; $k = 1,4 - 1,5$).

Укажем здесь, что приведенная формула справедлива при условии справедливости связи $T_b = p_b(242 + 8p_b)$, каковая может применяться для небольшого диапазона значений p_b . Встречаемые в практике быстроходных двигателей величины p_b ($5 - 7 \text{ кг/см}^2$) обуславливают более высокие значения T_b , чем получающиеся из последней формулы, и необходимость введения поправочного коэффициента. Последний может быть взят из той же работы В. М. Тареева.

Касаясь возможности использования всех приведенных в § 1 и § 2 формул, укажем, что с приближением их можно применять для расчета время-сечения выхлопа в надкритической области и с еще более грубым приближением для области подкритической; притом только в тех случаях, когда имеется возможность правильно оценить коэффициенты расчета, являющиеся также поправочными коэффициентами к уравнениям установившегося движения, применяемым к неустановившемуся процессу, каковым является предварение выхлопа.

Опыты, проведенные в ЦИАМ автором с двигателями Юнкерс ЮМО-4, Юнкерс НК-65, Модааг-Крупп и другими, подтверждают сказанное.

Особенно внимательным нужно быть при оценке показателя m , коэффициента истечения μ_b и начальных параметров процесса P_b и T_b . Правильная оценка их значений ведет к выявлению верных значений параметров начала процесса подкритического выхлопа и далее процесса продувки, не подчиняющегося обычно уравнениям установившегося движения, особенно при наличии выхлопного (а иногда и подводящего) трубопровода большой длины, когда введение поправочных коэффициентов не спасает положения.

§ 3. Формулы для расчета продувки

Обычно предполагается, что процесс продувки начинается с момента открытия продувочных органов или с момента выравнивания давления в цилиндре и ресивере [40]. Размеры продувочных органов, как это отмечалось выше, проверяют чаще всего также по формулам, выведенным на основе соотношений установившегося движения.

Аналогично расчету процесса выхлопа исходным положением является выражение расхода газа. Для элемента времени dt имеем:

$$dG = \mu_n \psi_n f_n \sqrt{\frac{P_s}{v_s}} dt,$$

где ψ_n — функция отношения давления в цилиндре P к давлению в ресивере P_s ;
 f_n — площадь сечения продувочных органов в рассматриваемый момент времени;
 v_s — удельный объем воздуха в ресивере.

Величину давления P обычно считают постоянной в течение всего процесса и равной среднему его значению. В большинстве случаев давление считают также постоянным и по всему объему цилиндра.

Из приведенного выражения следует:

$$\int f_n dt = \frac{G}{\mu_n \psi_n \sqrt{\frac{P_s}{v_s}}} = \frac{V_h \varphi}{v_0 \mu_n \psi_n \sqrt{\frac{P_s}{v_s}}};$$

здесь φ — коэффициент продувки.

После ряда преобразований последнего уравнения, использования характеристического уравнения, уравнения политропического сжатия в про-

дувочном насосе можно прийти к следующим расчетным уравнениям:

$$\int f_n dt = \frac{0,224 V h^{\nu} (T_0)^{3,33}}{\psi_n V \overline{T_s}} \quad \text{а [2], [31]}$$

При выводе этой формулы значение μ_n принято равным 0,825. Показатель политропического сжатия в продувочном насосе $m = 1,3$.

$$\int f_n dt = \frac{V h^{\nu} P_0 V \overline{T_s}}{\mu_n \psi_n P_s T_0 R} \quad \text{б [12]}$$

$$\int f_n dt = \frac{V h^{\nu}}{\mu_n \psi_n V R T_0} \left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{\frac{m+1}{2m}} \quad \text{в [23]}$$

$$\int f_n dt = \frac{0,0136 V h^{\nu}}{\psi_n P_s^{\frac{m+1}{2m}}} \quad \text{г [2]}$$

Здесь $m = 1,5 - 2,0$ в зависимости от системы продувочного аппарата.

$$\int f_n dt = \frac{D^2}{4} S \frac{\left[\xi + \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} (1 - a) \left(\frac{P}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^k}{w} \quad [33]$$

где a — потерянный ход в долях всего хода поршня;

ξ — добавочное к теоретическому количеству продувочного воздуха в процентах;

w — скорость истечения, равная $38,1 \sqrt{T_s \left[1 - \left(\frac{P}{P_s} \right)^{0,286} \right]}$.

Расчет по приведенным формулам заключается в определении величины P при известном время-сечении, или представляет собой решение обратной задачи. В этом последнем случае необходимо оценивать значение P ; Рингвальд [48] принимает, что падение давления в продувочных органах составляет 65% полного перепада давлений:

$$P = P_d + 0,35 (P_s - P_d).$$

Проверка достаточности располагаемого время-сечения выхлопа во время продувки проводится по формулам, методика вывода которых напоминает вывод предыдущих формул для продувочных органов. При этом обычно располагаемое время-сечение получается значительно большим необходимого вследствие приближений, допускаемых при выводе.

Формула Бринлинга имеет вид:

$$\int f_n dt = \frac{V h^{\nu}}{\mu_n \psi_b V R T},$$

где ψ_b — функция отношения давления в выхлопном трубопроводе P_d к давлению в цилиндре P ;

T — средняя температура в рабочем цилиндре во время продувки.

Величина T определяется из следующего уравнения:

$$T = \frac{(1 + \varphi) T_r (T_s + \Delta T_s)}{T_s + \Delta T_s + T_r \varphi} \quad (2)$$

Формула позволяет найти значение необходимого время-сечения выхлопа во время продувки при известном P , ΔT_s выражает собой дополнительный нагрев от горячих стенок. При выводе последнего соотношения предполагается, что (различающиеся между собой) температуры продувочного воздуха и продуктов сгорания не изменяют суммарного объема после их смешения.

В. Т. Цветков [17] и К. Нейман [40], [60] (работы которого появились значительно позже) считают в своих исследованиях, что процесс продувки подчиняется законам полного перемешивания, т. е. что вошедшая ча-

стичка воздуха dG_n за каждый элемент времени dt полностью перемешивается с содержимым цилиндра и частичка dG_b , полученной смеси удаляется за тот же элемент времени через выхлопные окна. Основываясь на уравнениях изменения веса в цилиндре за элемент времени dt и изменения теплосодержаний, К. Нейман устанавливает формулы для исчисления температуры T в любой момент времени в цилиндре и среднего давления P [60].

При выводе формул предполагается, что процесс течения воздуха и газа через распределительные органы изотермический, что количество вошедшего в цилиндр воздуха пропорционально время-сечению и что давление в цилиндре не изменяется во время процесса.

Многочисленна формула для определения среднего давления в цилиндре при условии политропического расширения газа в органах распределения [42], [12]. При этом рассматривается процесс истечения через выхлопные органы.

Отметим попутно, что значение давления в цилиндре P , определяемое по формулам (а, б, в, г), получается иным, чем значение давления в цилиндре, исчисляемое по данной формуле или по другим формулам, относящимся к периоду выхлопа во время продувки. Разность полученных значений представляет собой как бы поправочный коэффициент, который играет ту же роль, что и выявляющиеся избытки располагаемых время-сечений по сравнению с необходимыми в результате применения формул Брилинга, Гельда и других.

Если пользоваться для оценки коэффициентов истечения опытами с холодными машинами [41], то этот прием имеет некоторое преимущество, так как коэффициенты истечения распределительных органов легче замерить, как бы выключая полость цилиндра из исследования. В то же время следует указать, что при допущении наличия разности давлений на выходе из продувочных окон и на входе в выхлопные мы оставляем в стороне вопрос о поведении температуры в цилиндре, что является известным минусом данного способа.

Уравнение для определения температуры в цилиндре, выведенное К. Нейманом, упрощено В. П. Бандуриным [26]. Нами дан другой (более простой) вывод формулы для T также на основе условий полного перемешивания продувочного воздуха с продуктами сгорания, основанный на тех же исходных уравнениях. Формула получилась несколько отличающейся от предыдущих [44]. С. И. Алексеев [23] разработал формулу связи время-сечения выхлопа во время продувки с основными параметрами процесса при использовании положений, касающихся условий полного перемешивания. Позже В. П. Бандурин провел исследование, имеющее ту же цель, и установил формулу, отличающуюся от предыдущей вследствие использования исходных уравнений в несколько ином виде.

Останавливаясь на приведенных формулах, укажем, что ими можно пользоваться только в тех случаях, когда имеется возможность оценить поправочные коэффициенты. Последние выражаются для одних способов избытками располагаемых время-сечений по отношению к необходимому; для других пониженными значениями коэффициентов истечения, которые как бы включают в этом случае сопротивление цилиндра и поправку на замену действительного процесса фиктивным; для третьих — величиной условного перепада средних давлений за процесс в цилиндре. Стремление упростить исчисление дало ряд способов расчета, позволяющих обойтись без построения кривой пути поршня или подъема клапана в зависимости от угла поворота кривошипа и ее планиметрирования при подсчете располагаемых время-сечений.

В работе Зейлигера [5] изложен аналитический прием определения располагаемого время-сечения окон. В работе Г. Г. Калиша и С. И. Алексеева [31] дан аналитический способ определения располагаемого время-

сечения окон, а также клапанов, напоминающий методикой вывода способ Зейлигера, отличающийся от последнего большей общностью.

Нами предложен графоаналитический способ нахождения длины окон, изложенный в работах [11] и [12]. В. М. Тареевым [52] разработаны расчетные формулы, позволяющие проводить расчет продувочных окон, требующие лишь знания продувочного числа Dn .

Необходимо остановиться хотя бы кратко на упрощенных формулах Феппля, Гутмана, Рингвальда и некоторых других. Значительная часть из них связана с допущением больших приближений при выводе. Самым удачным из них следует признать способ Рингвальда, каковым нередко пользуются при расчетах в настоящее время.

Феппл [56] при выводе расчетных соотношений утверждает, что давление и температура в двух любых машинах при открытии выхлопных окон могут считаться одинаковыми, предполагая нормальную нагрузку. Феппл выводит простые формулы, заменяя кривую пути поршня (в функции времени) полукубической параболой и вводя средние значения для скорости продувочного воздуха, коэффициента продувки и других параметров процесса. Эти формулы позволяют, по мнению Феппля, определить непосредственно размеры окон с достаточной степенью точности для обыкновенной поперечной продувки:

$$a_b = 1,26 (Dn)^{2/3} - \text{выхлоп,}$$

$$a_n = 0,59 (Dn)^{2/3} - \text{продувка;}$$

здесь a_b и a_n — длины окон в процентах хода поршня, D — диаметр цилиндра в m ; n — число оборотов в минуту.

Балог [24] (Oel- und Gasmaschine № 10, 1914), давая способ расчета выхлопных окон и выводя соответствующую формулу, считает скорость поршня во время выхлопа постоянной, равной среднему арифметическому из ее крайних значений; температуру в цилиндре во время этой фазы процесса он принимает также постоянной.

Гутман [28] предлагает аналитический метод для определения длины продувочных окон, считая его положительной стороной выявление влияния отдельных величин и их взаимной связи, а также избежание планиметрирования.

Принимая длину шатуна бесконечной, скорость поршня постоянной, равной среднеарифметическому из ее крайних значений (в мертвой точке и при открытии или закрытии продувочных окон), скорость входа в цилиндр воздуха также постоянной, он получает для определения длины продувочных окон следующую формулу:

$$a = \sqrt[3]{2R \left(\frac{\varphi V_h \omega}{2b \omega z} \right)^2},$$

где R — радиус кривошипа;
 ω — угловая скорость;
 z — число продувочных окон;
 b — ширина окна.

Скорость входа воздуха в цилиндр ω принимается постоянной и равной 143 м/сек. R , b и a выражаются в m , V в m^3 .

Для случая, где требуется большая точность, введение средней скорости поршня Гутман считает недопустимым; уравнение получается в результате вывода более сложным.

Рингвальд дает для скорости потока в продувочных органах формулу:

$$\omega = \frac{6 n S V_h \varphi}{\int f_n d\alpha} \left[\frac{T_s}{T_0} P_0 \left(\frac{0,3}{P_s} + \frac{0,7}{P} \right) \right],$$

позволяющую найти значение давления P .