

УДК 629.13, 621.783

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНУТРЕННИХ ПОТЕРЬ В ЦИЛИНДРАХ ПАРОВОЙ МАШИНЫ ТАНДЕМ-КОМПАУНД ПАРОВОЗА

Е.А. Оленев

DETERMINATION OF INTERNAL LOSSES IN THE CYLINDERS OF A TANDEM- COMPOUND STEAM ENGINE

E.A. Olenev

Аннотация. Предлагается метод расчета внутренних потерь в новом типе паровой машины, которая позволяет повысить КПД паровоза до 18%, т.е. в два раза. Пар в цилиндр низкого давления выпускается из цилиндра высокого давления непосредственно напрямую (без золотникового механизма), что препятствует мятию пара и потерям его внутренней энергии, что увеличивает величину работы в цилиндре низкого давления.

Ключевые слова: *теплота; паровой локомотив; паровая машина.*

Abstract. A method is proposed for calculating internal losses in a new type of steam engine, which makes it possible to increase the efficiency of a steam locomotive up to 18%, i.e. twice. Steam into the low pressure cylinder is discharged from the high pressure cylinder directly (without a spool mechanism), which prevents steam from wrinkling and loss of its internal energy, which increases the amount of work in the low pressure cylinder

Keywords: *heat; steam locomotive; steam engine.*

Введение

Практически все выпускаемые раньше паровозы имели простые прямоточные паровые машины, которые, будучи очень надежными и простыми по конструкции, обладали крупным недостатком – низкой экономичностью. КПД таких машин был порядка 12–14%. Из-за такого расточительного использования пара нельзя надеяться на высокий КПД паровоза в целом, если даже существенно улучшить работу котла и топки.

В то время для более полного использования энергии пара были попытки применения принципа последовательного расширения пара, сущность которого заключалась в следующем.

Пар поступал из котла в первый цилиндр (высокого давления), из которого, закончив расширение, направлялся через ресивер в другой цилиндр большего диаметра (низкого давления). Расширившись и произведя работу во втором цилиндре, пар выбрасывался через конус в атмосферу. При таком рабочем цикле устанавливались две величины давления: в первом цилиндре пар работает между давлением котловым и устанавливаемым в ресивере, а во втором – ресиверным и выпускным. Осуществление двух степеней давления в машинах компаунд было весьма выгодным с позиции уменьшения тепловых потерь. Однако неодинаковая величина работы, совершаемая паром в правом и левом цилиндрах паровоза, наличие специальных устройств, пускающих свежий пар в цилиндр низкого давления при трогании с места, когда в цилиндре высокого давления поршень находился в крайнем положении, не позволили найти таким машинам широкого применения на паровозах. Предпринимались также попытки создания четырехцилиндровых паровозов системы тандем-компаунд. У этих паровозов с каждой стороны было укреплено по два цилиндра высокого и низкого давлений последовательно одного за другим. Оба поршня размещались на общем штоке, проходящем через оба цилиндра. Однако эта схема тоже не получила

распространения, так как такая конструкция значительно увеличивала вес возвратно-поступательно движущихся масс паровоза и ухудшала его уравнивание.

Сам по себе принцип последовательного расширения пара должен быть реализован, иначе трудно бороться за экономию тепла, уходящего с отработавшим паром. Одним из вариантов реализации указанного принципа может стать конструкция четырехцилиндровой паровой машины, у которой цилиндры высокого и низкого давлений размещены по два последовательно один за другим с каждой стороны паровоза. С целью упрощения конструкции и уменьшения мятая пара желательно, чтобы парораспределительное устройство имелось бы только у цилиндра высокого давления, который управлял бы работой цилиндра низкого давления непосредственно без парораспределительного механизма, подавая в него рабочий пар в нужные моменты времени [1]. При этом, поскольку цилиндры низкого давления развивают меньшие усилия, то диаметр штока и толщина поршня у них могут быть уменьшены по сравнению с аналогичными размерами деталей цилиндров высокого давления. Это позволит снизить вес возвратно-поступательно движущихся масс паровой машины и будет способствовать снижению нагрузок при переходе поршня через мертвую точку.

Определение внутренних потерь в цилиндре машины

На рис. 1 представлена индикаторная диаграмма паровой машины с цилиндрами высокого и низкого давлений, на которой индексы 1, 4 относятся к цилиндрам высокого и низкого давлений. Степени впуска, запаздывания впуска, предварения выпуска, выпуска в ресивер и сжатия, выраженные в долях от рабочих объемов цилиндров, обозначены через ε , ζ_4 , δ , ι и σ , а коэффициент вредного пространства – ξ .

Противодавления выпуска не изменяются при движении поршня и соответственно равны: для первого цилиндра высокого давления p_{e1} и для четвертого цилиндра низкого давления p_{e4} . Давление p_{a1} впуска в первый цилиндр постоянно и изображается прямой линией a_1b_1 . Также прямыми линиями d_1e_1 и c_4d_4 изображено изменение давления в период наполнения ресивера и предварения выпуска. После прохождения поршнем точки c_1 пар из цилиндра высокого давления начинает поступать в цилиндр низкого давления, одновременно расширяясь в обоих цилиндрах. При этом давления в точках c_1 и a_4 приняты одинаковыми. В конце расширения давление в обоих цилиндрах выравнивается (точки d_1 и b_4).

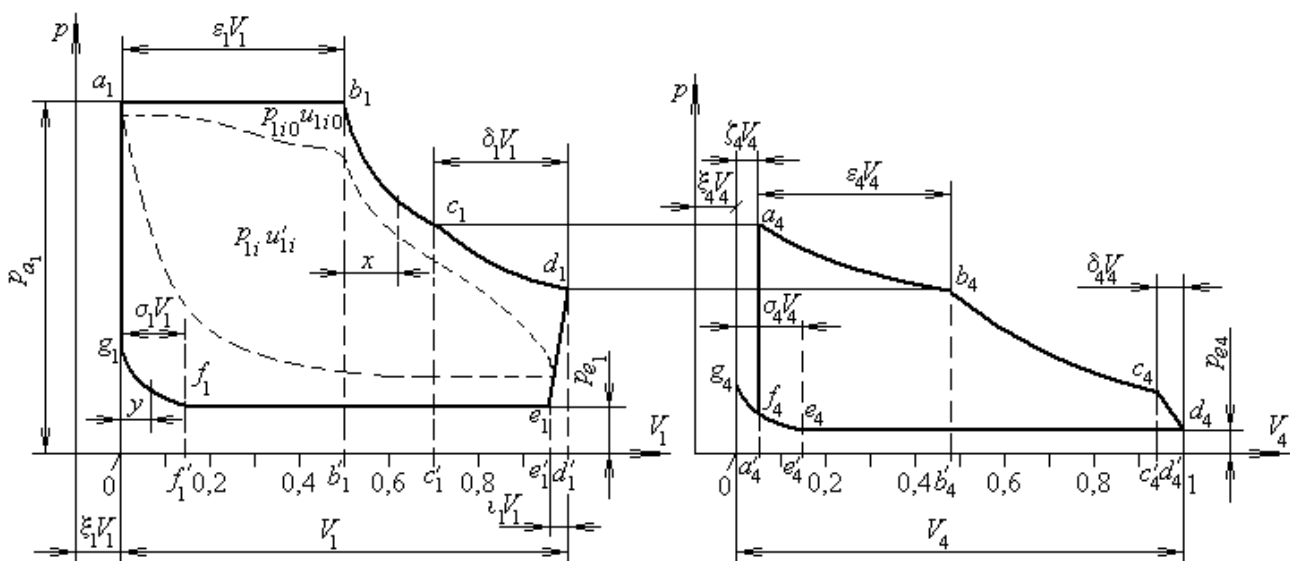


Рисунок 1 – Индикаторная диаграмма работы паровой машины компаунд

Кривые расширения b_1c_1 , c_1d_1 , a_4b_4 , b_4c_4 являются политропами расширения пара, а кривые сжатия f_1g_1 , e_4g_4 представляют собой равнобокие гиперболы. Это объясняется тем, что, если для перегретого пара применим закон расширения по политропе, то для насыщенного, к которому приближаются параметры предназначенного для выхлопа пара, ближе подходит закон $pV = \text{const}$.

После выпуска большей части пара из цилиндра высокого в цилиндр низкого давления, в конус и конденсатор (при наличии последнего в тендере паровоза) другая его часть подвергается сжатию для получения паровой подушки, улучшающей условия прохода кривошипно-шатунным механизмом мертвой точки и повышающей температуру стенок цилиндра (которые были охлаждены расширившимся паром). Поэтому расход пара на один ход поршня в цилиндре высокого давления будет равен разности масс пара в точках b_1 и f_1 . Учитывая, что давление пара и его плотность в точках f_1 и e_1 одинаковы, можем записать

$$u_{1i0} = [(\xi_1 + \varepsilon_1)\rho_{a1} - (\xi_1 + \sigma_1)\rho_{e1}] V_1, \quad (1)$$

Работа силы давления пара в цилиндре высокого давления за один оборот колеса равна

$$W_1 = p_{1i0} \frac{\pi d_1^2}{4} 2h, \quad (2)$$

где h – ход поршня, м; d_1 – диаметр цилиндра высокого давления, м.

Частота вращения движущего колеса равна

$$w = \frac{10^3 v}{3600\pi D}, \quad (3)$$

где v – скорость движения паровоза, км/ч; D – диаметр движущего колеса, м.

Тогда мощность (Вт) цилиндра высокого давления выразится

$$N_1 = p_{1i0} \frac{\pi d_1^2}{4} 2h \frac{10^3 v}{3600\pi D} = p_{1i0} \frac{d_1^2 v h}{7,2D}, \quad (4)$$

где p_{1i0} – среднее индикаторное давление для первого цилиндра, Па, а расход пара за час составит

$$B_{m0} = 2u_{1i0} \frac{10^3 v}{\pi D}. \quad (5)$$

Расход пара на киловатт мощности в час найдем, поделив уравнение (5) на (4)

$$B_{m0/N_1} = \frac{B_{m0}}{N_1} = 2u_{1i0} \frac{10^3 v}{\pi D} \frac{7,2D}{p_{1i0} d_1^2 v h \cdot 10^{-3}} = u_{1i0} \frac{14,4 \cdot 10^6}{\pi p_{1i0} d_1^2 h} = \frac{3,6 \cdot 10^6 u_{1i0}}{p_{1i0} V_1}. \quad (6)$$

В работе [2] было показано, что в пределах изменения давлений пара в золотниковой коробке от 5 до 50 кг/см² и противодавлений выпуска от 1 до 2 кг/см², т.е. в интервалах, характерных для работы паровозов, отношение «геометрического» расхода пара u_{1i0} на один рабочий ход поршня к величине среднего индикаторного давления p_{1i0} , (или пропорциональная этому отношению величина расхода пара на единицу мощности B_{m0/N_1})

остается почти постоянным при одних и тех же степенях наполнения ε_1 . Указанное соотношение выполняется для цилиндра высокого давления тандем-компаунд машины.

Перейдем теперь к рассмотрению тепловой работы цилиндра низкого давления. Учитывая, что температура и давление пара в точке b_4 равны соответствующим значениям в точке d_1 , выразим геометрический расход пара для четвертого цилиндра

$$u_{4i0} = [(\xi_4 + \zeta_4 + \varepsilon_4)p_{d1} - (\xi_1 + \sigma_4)p_{e4}] V_4 \quad (7)$$

Работа силы давления пара в цилиндре низкого давления за один оборот колеса равна

$$W_4 = p_{4i0} \frac{\pi d_4^2}{4} 2h(1 - \zeta_4), \quad (8)$$

где p_{4i0} – среднее индикаторное давление для четвертого цилиндра, Па; d_4 – диаметр цилиндра высокого давления, м.

Мощность (Вт) цилиндра низкого давления будет иметь вид

$$N_4 = p_{4i0} \frac{\pi d_4^2}{4} 2h(1 - \zeta_4) \frac{10^3 v}{3600 \pi D} = p_{4i0} \frac{d_4^2 v h (1 - \zeta_4)}{7,2 D}. \quad (9)$$

Расход пара в четвертом цилиндре за час составит

$$B_{4m0} = 2u_{4i0} \frac{10^3 v}{\pi D}, \quad (10)$$

а расход пара на киловатт мощности будет равен

$$B_{4m0/N_4} = \frac{B_{4m0}}{N_4} = u_{4i0} \frac{14,4 \cdot 10^6}{\pi p_{4i0} d_4^2 h (1 - \zeta_4)} = \frac{3,6 \cdot 10^6 u_{4i0}}{p_{4i0} (V_4 - \pi d_4^2 h \zeta_4 / 4)}. \quad (11)$$

Отношение B_{4m0/N_4} не является постоянным при одних и тех же степенях наполнения ε_1 . Относительно постоянным представляется соотношение часового расхода пара к суммарной мощности первого и четвертого цилиндров $B_{m0/N}$, причем минимальное количество часового расхода пара на единицу мощности приходится на отсечки 0,4 и 0,5, на которых чаще всего работает паровоз. По сравнению со значительным увеличением расхода пара в первом цилиндре на отсечках 0,6 и 0,7 при работе обоих цилиндров, т.е. паровой машины в целом, наблюдается незначительный рост потребления пара. Это не только упрощает управление паровозом, но и позволяет экономично использовать паровоз в условиях больших и малых нагрузок. Такое небольшое повышение часового расхода пара при больших отсечках объясняется тем, что при увеличении отсечки возрастает мощность цилиндра низкого давления, в результате чего происходит уменьшение отношения $B_{m0/N}$. Так, если на отсечке 0,4 мощность цилиндра низкого давления имеет значение порядка 20 % мощности цилиндра высокого давления, то на отсечке 0,6 она превышает 40 %.

Таким образом, при наиболее часто используемых отсечках прирост мощности, создаваемый цилиндром низкого давления, в среднем составит величину порядка 27 %,

давление пара на выходе 1,3 ат, а его температура – 209°C, что свидетельствует об эффективном использовании пара в этом цилиндре.

Приблизительное постоянство величины $B_{m0/N}$ для одной и той же величины отсечки при изменении давления впуска пара обуславливает пропорциональность расхода пара на ход поршня (при отсутствии потерь на утечку пара и теплообмен со стенками цилиндра) изменению величины среднего индикаторного давления. Практическая диаграмма работы машины, обусловленная потерями, связанными с мятием и утечками пара, будет отличаться от теоретической, однако эти потери можно подсчитать, имея реальные (полученные на паровозе) значения индикаторного давления и расхода пара. Исходя из указанной пропорциональности, после преобразования уравнений (6), (10) для паровой машины можно записать

$$\frac{u_i}{u_{i0}} = \frac{p_{1i}V_1 + p_{4i}(V_4 - \pi d_4^2 h \zeta_4 / 4)}{p_{1i0}V_1 + p_{4i0}(V_4 - \pi d_4^2 h \zeta_4 / 4)}, \quad (12)$$

где p_{1i} ; p_{4i} , – индикаторные давления, соответствующие реальной диаграмме цилиндров высокого и низкого давления; u_{i0} и u_i – расход пара машиной на один ход поршня, соответствующий индикаторной и реальной диаграммам.

$$u_i = u_{i0} \frac{p_{1i}V_1 + p_{4i}(V_4 - \pi d_4^2 h \zeta_4 / 4)}{p_{1i0}V_1 + p_{4i0}(V_4 - \pi d_4^2 h \zeta_4 / 4)}. \quad (13)$$

При наличии утечек пара и теплообмена со стенками, приводящего к некоторому понижению температуры пара, реальный расход u будет еще больше

$$\Delta u = u - u_i = u - u_{i0} \frac{p_{1i}V_1 + p_{4i}(V_4 - \pi d_4^2 h \zeta_4 / 4)}{p_{1i0}V_1 + p_{4i0}(V_4 - \pi d_4^2 h \zeta_4 / 4)}, \quad (14)$$

или в относительных единицах

$$\frac{\Delta u}{u} = 1 - \frac{u_{i0}}{u} \frac{p_{1i}V_1 + p_{4i}(V_4 - \pi d_4^2 h \zeta_4 / 4)}{p_{1i0}V_1 + p_{4i0}(V_4 - \pi d_4^2 h \zeta_4 / 4)}. \quad (15)$$

Если прекратить подачу пара в четвертый цилиндр ($p_{4i0}; p_{4i} = 0$), то можно определить потери в цилиндре высокого давления, связанные с мятием пара, его утечкой и теплообменом. Разность между потерями в машине и первом цилиндре даст величину потерь в четвертом цилиндре.

Проведем изложенным методом подсчет потерь, используя взятые из книги [2] следующие исходные данные для паровоза Н^п: $V_1 = 0,149 \text{ м}^3$; $\varepsilon_1 = 0,22$; $\sigma_1 = 0,27$; $\delta_1 = 0,32$; $t_{a1} = 352 \text{ °C}$; $t_{c1} = 138 \text{ °C}$; $p_{a1} = 13 \text{ ат}$; $p_{e1} = 1,2 \text{ ат}$; $p_{1i} = 4,53 \text{ ат}$; $\xi_1 = 0,111$; $u = 0,235 \text{ кг}$.

Потери были установлены опытом в размере 35,27 %. Так как паровоз Н^п имеет одноцилиндровую машину, то будем полагать, что $p_{4i0}; p_{4i} = 0$. Кроме того, чтобы получить

индикаторную диаграмму, соответствующую паровозу Н^{II}, примем $\iota = 0$, мысленно точку d_1 исключим, а точку c_1 соединим с точкой e_1 .

$$A_{0a_1b_1b'_1} = p_a \varepsilon_1 V_1 = 13 \cdot 0,22 V_1 = 2,86 V_1.$$

Определим температуру перегрева пара и показатель политропы в точке b_1

$$\Delta t_{b_1} = 352 - \left(9,175 + 95,6 \sqrt[4]{13} - \frac{5,21}{13^{0,536 \cdot 13^{0,4}}} \right) = 161,4 \text{ } ^\circ\text{C},$$
$$n = \frac{109 + \Delta t_b}{118,5 + 0,612 \Delta t_b} - 10^{-7} \Delta t_b^{2,19} = \frac{109 + 161,4}{118,5 + 0,612 \cdot 161,4} - 10^{-7} \cdot 161,4^{2,19} = 1,24.$$

Найдем давление и температуру пара в точке c_1

$$p_{c_1} = p_{a_1} \left(\frac{\xi_1 + \varepsilon_1}{\xi_1 + 1 - \delta_1} \right)^n = 13 \left(\frac{0,111 + 0,22}{0,111 + 1 - 0,32} \right)^{1,24} = 4,41 \text{ ат},$$
$$T_{c_1} = T_{a_1} \left(\frac{\xi_1 + \varepsilon_1}{\xi_1 + 1 - \delta_1} \right)^{n-1} = 625 \left(\frac{0,111 + 0,22}{0,111 + 1 - 0,32} \right)^{1,24-1} = 507 \text{ К}.$$

Находим температуру перегрева пара в точке c_1

$$t_{c_1} = 234 - \left(9,175 + 95,6 \sqrt[4]{4,41} - \frac{5,21}{4,41^{0,536 \cdot 4,41^{0,4}}} \right) = 87,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Вычисляем среднее значение показателя политропы на участке b_1c_1

$$\bar{n} = \frac{1}{161,4 - 87,5} \left(\frac{161,4 - 87,5}{0,612} + 138,3 \ln \left| \frac{118,5 + 0,612 \cdot 87,5}{118,5 + 0,612 \cdot 161,4} \right| - 10^{-7} \frac{161,4^{3,19} - 87,5^{3,19}}{3,19} \right) = 1,19.$$

Площадь $A_{b'_1bcc'_1}$ будет равна

$$\frac{p_{a_1} V_1}{\bar{n} - 1} \left[\xi_1 + \varepsilon_1 - \frac{(\xi_1 + \varepsilon_1)^n}{(\xi_1 + 1 - \delta_1)^{n-1}} \right] = \frac{13 V_1}{1,19 - 1} \left[0,111 + 0,22 - \frac{(0,111 + 0,22)^{1,19}}{(0,111 + 1 - 0,32)^{1,19-1}} \right] = 3,45 V_1.$$

Уточним величину давления в точке c_1

$$p_{c_1} = p_{a_1} \left(\frac{\xi_1 + \varepsilon_1}{\xi_1 + 1 - \delta_1} \right)^n = 13 \left(\frac{0,111 + 0,22}{0,111 + 1 - 0,32} \right)^{1,19} = 4,61 \text{ ат}.$$

$$\text{Площадь } A_{c'_1c_1e_1e'_1} = \frac{p_{c_1} + p_{e_1}}{2} \delta_1 V_1 = \frac{4,61 + 1,2}{2} 0,32 V_1 = 0,93 V_1.$$

Площадь $A_{e'eff'}$ будет иметь вид

$$A_{e'eff'} = p_{e_1} (\xi_2 + 1 - \sigma_1) V_1 = 1,2(0,111 + 1 - 0,27) V_1 = 1 V_1.$$

$$A_{0g_1f_1f'_1} = p_{e_1} (\xi_1 + \sigma_1) V_1 \ln \frac{\xi_1 + \sigma_1}{\xi_1} = 1,2(0,111 + 0,27) V_1 \ln \frac{0,111 + 0,27}{0,111} = 0,56 V_1.$$

Находим индикаторное давление в первом цилиндре, которое будет равно

$$p_{i0} = 2,86 + 3,45 + 0,93 - 1 - 0,56 = 5,68.$$

Определяем плотность пара в точках a_1 и e_1

$$\rho_{a_1} = 4,534 \text{ кг/м}^3, \rho_{e_1} = 0,627 \text{ кг/м}^3.$$

Расход пара из выражения (1) будет равен

$$u_0 = [(0,111 + 0,22) 4,534 - (0,111 + 0,27) 0,627] 0,149 = 0,188 \text{ кг}.$$

Тогда из уравнений (13), (14) будем иметь

$$u_i = 0,188 \frac{4,53}{5,68} = 0,150 \text{ кг}, \Delta u = 0,235 - 0,150 = 0,085 \text{ кг}.$$

Следовательно, согласно (15) потери составят $100 \frac{0,085}{0,235} = 36 \%$, что почти совпадает с

полученной опытным путем величиной 35,27 % (относительная погрешность 2 %).

Таким образом, имея из опытов величину потерь в паровой машине и реальные диаграммы работы ее цилиндров (высокого и низкого давлений), можно посредством указанных вычислений определить требуемый расход пара проведения паровозом работы требуемой мощности.

Заключение

1. Показано, что относительно постоянным является соотношение часового расхода пара к суммарной мощности первого и четвертого цилиндров $B_{m0/N}$, причем минимальное количество часового расхода пара на единицу мощности приходится на отсечки 0,4 и 0,5, на которых чаще всего работает паровоз.
2. Получены математические зависимости, позволяющие находить температуру и давление перегретого пара в любой точке диаграммы.
3. Определены внутренние потери (15) тандем-компаунд паровой машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Способ работы паровой машины тандем-компаунд паровоза. Пат. 2421619 С1 Российская Федерация, МПК F01B 17/04. / Оленев Е.А.; заявитель и патентообладатель Оленев Е.А. Заявка № 2010103682 от 03.02. 2010; опубл. 20.06.2011, Бюл. № 17. 7 с.
2. Сыромятников С.П. Тепловой процесс паровоза. Москва: Государственное транспортное издательство, 1940, 436 с.

REFERENCES

1. Olenov E.A. Patent 2421619 RF, IPC F01V 17/04. *Sposob raboty parovoj mashiny tandem-kompaund parovoza* [Working method of steam engine tandem-compound steam locomotive]. 2011. Byul. № 17. p. 7.



2. Syromyatnikov S.P. *Teplovoj prozess parovoza* [The thermal process of a steam locomotive]. Moscow: State transport publishing house, 1940. 436 p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Оленев Евгений Александрович

Владимирский государственный университет им. А. Г. и Н. Г. Столетовых, г. Владимир, Россия, заслуженный изобретатель России, доктор технических наук, профессор.

E-mail: olenevea@mail.ru

Olenev Evgeny Alexandrovich

Vladimir State University named after Alexander Grigoryevich and Nikolai Grigoryevich Stoletov, Vladimir, Russia, Honored Inventor of Russia, Doctor of Technical Sciences, Professor.,

E-mail: olenevea@mail.ru