



Министерство образования  
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра «Горные машины»

Г. В. Казаченко  
Н. В. Кислов  
Г. А. Басалай

**ОСНОВЫ РАСЧЕТА ЗАТРАТ МОЩНОСТИ  
И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ  
ОЧИСТНЫХ И ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ**

*Учебно-методическое пособие*



Минск  
БНТУ  
2015

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Горные машины»

Г. В. Казаченко  
Н. В. Кислов  
Г. А. Басалай

ОСНОВЫ РАСЧЕТА ЗАТРАТ МОЩНОСТИ  
И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ  
ОЧИСТНЫХ И ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности  
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
по образованию в области горнодобывающей промышленности*

Минск  
БНТУ  
2015

УДК 622.232 (075.8)

ББК 33.3 Я 73

К44

Под общей редакцией  
д-ра техн. наук, проф. *Н. В. Кислова*

Р е ц е н з е н т ы :

канд. техн. наук, доцент кафедры «Горные работы»  
Белорусского национального технического университета *Г. А. Куптель*;  
канд. техн. наук, зав. сектором отдела научных исследований  
института «Белниитоппроект» *В. Т. Поленков*

**Казаченко, Г. В.**

К44 Основы расчета затрат мощности и производительности очистных и проходческих комбайнов : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование / Г.В. Казаченко, Н.В. Кислов, Г.А. Басалай ; под общей ред. Н. В. Кислова. – Минск : БНТУ, 2015. – 75 с.  
ISBN 978-985-550-559-5.

В учебно-методическом пособии рассмотрены процессы подземной разработки полезных ископаемых горными машинами с исполнительными органами сложной структуры. Излагается методика моделирования разрушения горных пород и составления балансовых соотношений по мощности и производительности проходческих и очистных комбайнов, приведены способы получения уравнений баланса мощности и производительности, решения этих уравнений с целью выбора рациональной ступенчатой скорости проходческих и очистных комбайнов.

УДК 622.232 (075.8)

ББК 33.3 Я 73

ISBN 978-985-550-559-5

© Казаченко Г. В., Кислов Н. В.,  
Басалай Г. А., 2015  
© Белорусский национальный  
технический университет, 2015

## ВВЕДЕНИЕ

Существует большой класс технологических машин, выполняющих свои производственные функции при перемещении в пространстве. При устойчивых режимах работы подобных машин характерно выполнение ряда балансовых соотношений между их конструктивными параметрами, режимами работы и характеристиками разрабатываемой породы, которые могут быть использованы для решения задач как проектного, так и эксплуатационного характера. В пособии рассматривается ряд таких задач и приводятся примеры их решения для очистного и проходческого комбайнов.

Механизация технологических операций в очистном забое по отделению руды от массива и погрузки ее в транспортные машины осуществляется проходческими и очистными комбайнами ПКС-8, Урал-10А, КШ-3М, ЭДВ 300/760Л, ЭВ 200/230, СЛ-300 и др. В подавляющем большинстве очистных комбайнов в качестве исполнительного органа используются шнековые фрезы. Например, комбайн ЭВ 200/230 представляет собой одношнековую машину, работающую с рамы забойного конвейера. Разрушаемая шнек-фрезой порода при помощи загрузочных щитков поступает на забойный конвейер.

Технологическая схема селективной выемки предусматривает два рабочих хода очистного комбайна СЛ-300. При движении в одну сторону разрушается и грузится на конвейер галитовый прослой. Возможен вариант, когда выемка породы ведется двумя режущими шнеками, когда передний работает у кровли лавы, как правило, на полную «мощность», а задний дорубает оставшуюся часть пласта и формирует почву лавы.

Проходческие комбайны серии ПК предназначены для проведения горных выработок арочной формы с углом наклона по соляным породам до  $\pm 15^\circ$ . В настоящее время известно шесть модификаций комбайна ПК-8. Областью применения комбайна ПК-8 являются капитальные, подготовительные и очистные выработки калийных рудников, а также расширение пройденных выработок. Конструктивная схема исполнительных органов этих комбайнов одинакова. ЗАО «Солигорский институт проблем ресурсосбережения с опытным производством» выпускает проходческий комбайн ПКС-8, который широко используется на рудниках ОАО «ПО «Беларуськалий»».

Проходческий комбайн ПКС-8 представляет собой машину с гусеничным двигателем. Суммарная мощность электродвигателей комбайна 385 кВт. Исполнительный орган состоит из внутреннего и наружного буров, обрабатывающих до 90 % забоя, двух отрезных коронок и двух шнековых бермовых фрез, которые посредством резания породы оформляют вертикальные стенки забоя арочной формы и его почву. Кроме этого, шнековые фрезы перемещают отбитую горную породу к месту черпания ковшами наружного бура.

Результаты испытаний комбайна ПК-8 [1, 2], а также длительная эксплуатация комбайнов на калийных рудниках, дают основание оценить энергозатраты на их работу, установить удельную энергоёмкость при работе исполнительных органов комбайнов и распространить полученные сведения на вновь проектируемые добычные устройства при предварительной оценке затрат мощности на их работу.

Исполнительные органы ряда проходческих и очистных комбайнов имеют сложную структуру и включают несколько отдельных механизмов. Разрушающие элементы этих механизмов не только отличаются конструктивно, но и взаимодействуют с породами при различных режимах работы. Следствием этого являются разные энергоёмкости разрушения одной и той же породы механизмами комбинированного исполнительного органа, а также величины нагрузок, действующих на эти механизмы. К таким машинам относятся проходческие комбайны фронтального типа, многошнековые очистные комбайны, ряд машин для добычи торфа и т. д.

Использование балансовых соотношений по мощности и производительности для таких машин имеет ряд особенностей, которые проиллюстрируются на примерах некоторых широко распространенных горных машин.

# 1. БАЛАНСОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ

## 1.1. Баланс мощности

К мобильным технологическим машинам относятся, прежде всего, все горные машины непрерывного действия (проходческие и очистные комбайны, щеленарезные машины, почвоподдирочные машины и т. д.). Для этих машин [1] известны балансовые соотношения по мощности, производительности, теплу и т. п. Некоторые из этих соотношений, особенно энергетические, успешно используются для выбора рабочих скоростей, определения производительности и мощности энергетических установок машин для открытой разработки полезных ископаемых [2].

Рассмотрим применение этих соотношений для некоторых горных машин. Уравнение баланса мощности для современных многодвигательных машин может быть представлено в следующей форме:

$$\sum_i^n N_j \geq \sum_i^n \sum_j^m N_{ji}, \quad (1)$$

где  $N_j$  – мощность двигателя с номером  $j$ ;

$N_{ji}$  – мощность, потребляемая  $i$ -м механизмом от  $j$ -го двигателя;

$n$  – число одновременно работающих двигателей;

$m$  – число одновременно работающих механизмов, приводимых от  $j$ -го двигателя.

Соотношение (1) записано для произвольной системы приводов всех механизмов машин. В реальных ситуациях оно чаще распадается на систему соотношений

$$N_j = \sum N_{ji}, \quad (2)$$

а в случае однодвигательного привода сводится к одному:

$$N = \sum_1^m N_i.$$

Составляющие  $N_i$  общих затрат мощности неодинаковы для машин различного назначения. Однако их можно разделить на группы, являющиеся общими для любых мобильных технологических машин. Такая классификация может быть проведена по природе затрат мощности: разрушение горной породы, ее подъем, погрузка и транспортирование; передвижение машины и подача исполнительного органа; охлаждение машины и ее механизмов; вентиляция и т. д. С точки зрения решения инженерных задач по расчету машин более удобно разделить составляющие затрат мощности по их зависимости от величин, характеризующих количественно рабочие процессы: производительность, скорости резания и подачи, сопротивление резанию и подаче и т. п.

Обозначим эти величины через  $x_i$ , их скорости через  $\dot{x}_i$ . Заметим, что по своей природе они могут быть самыми различными. Это могут быть декартовы и лагранжевы координаты, геометрические размеры и массовые характеристики машин, свойства горных пород и т. п. Общей особенностью их является стационарность, так как мы рассматриваем устойчивые режимы работы. Полагаем также, что известны зависимости составляющих  $N_i$  общих затрат мощности от этих величин, т. е. известны функции

$$N_i = f_i(x_i, \dot{x}_i).$$

Тогда уравнение баланса мощности может быть записано в виде

$$N - \sum_{i=1}^m f_i(x_i, \dot{x}_i) = 0. \quad (3)$$

Это уравнение можно использовать, например, для определения рабочей скорости горной машины в конкретных условиях эксплуатации. Подобные уравнения можно записать для других балансовых соотношений, в частности, по производительности.

### ***1.2. Общий вид баланса производительности***

Это соотношение записывается в разных формах для машин периодического и непрерывного действия. В частности, для проход-

ческих и очистных комбайнов непрерывного действия его можно представить в форме

$$Q_x \leq Q_{po}, \quad (4)$$

где  $Q_x$  – производительность по ходу машины;

$Q_{po}$  – производительность рабочего органа.

Это соотношение может быть выражено через единицы массовой или объемной производительности.

Для машин непрерывного действия

$$Q_x = S \cdot v,$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения разрушаемого слоя породы;

$v$  – скорость подачи рабочего органа на забой, которая чаще всего совпадает со скоростью передвижения комбайна.

Производительность исполнительного органа выражается через его конструктивные и режимные параметры. В связи с этим эту производительность будем определять для каждого исполнительного органа отдельно.



## 2. ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БАЛАНСОВЫХ СООТНОШЕНИЙ ДЛЯ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ СО ШНЕКОВЫМИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ОРГАНАМИ

Общие уравнения (1) – (3) баланса мощности мобильных машин рассмотрим на конкретных примерах расчета поступательной скорости очистного комбайна.

### Пример 1

Найти теоретическую рабочую скорость очистного комбайна при следующих исходных данных (рис. 1):

1. Ширина захвата  $B = 0,8$  м;
2. Диаметр шнек-фрезы  $D = 1,3$  м;
3. Толщина разрабатываемого слоя  $H = 1,3$  м;
4. Угловая скорость шнек-фрезы  $\omega = 5$  рад/с;
5. Масса комбайна  $m_k = 32\ 000$  кг;
6. Комбайн однодвигательный. Установленная мощность  $N = 330$  кВт;
7. Плотность породы  $\rho = 2\ 000$  кг/м<sup>3</sup>.

В уравнение баланса мощности введем следующие составляющие затрат мощности:

- $N_1$  – мощность для разрушения породы исполнительным органом;
- $N_2$  – мощность на преодоление сопротивления подаче исполнительного органа и сопротивления самопередвижению комбайна;
- $N_3$  – мощность для погрузки породы на забойный конвейер.

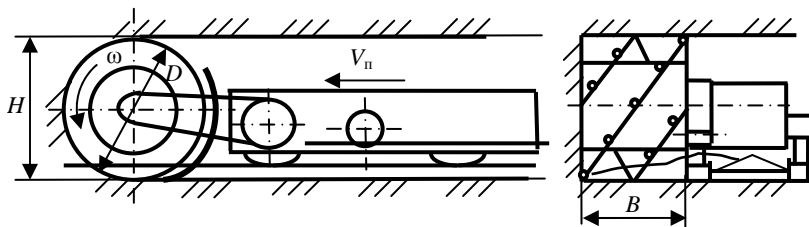


Рис. 1. Принципиальная схема к составлению баланса мощности при работе очистного комбайна

Выразим перечисленные мощности через скорость  $v_{\text{п}}$  подачи комбайна.

Мощность на разрушение породы

$$N_1 = \frac{e_p Q}{\eta_1},$$

где  $e_p$  – удельные затраты мощности (затраты на единицу производительности), Вт·с/кг;

$Q_x = \rho B H v_{\text{п}}$  – массовая производительность по ходу комбайна (теоретическая), кг/с (см. рис. 1);

$\eta_1$  – КПД привода исполнительного органа;

$v_{\text{п}}$  – поступательная скорость комбайна, м/с.

Тогда

$$N_1 = \frac{e_p \rho B H v_{\text{п}}}{\eta_1}. \quad (5)$$

Мощность на преодоление сопротивления подаче исполнительного органа и самопередвижение комбайна

$$N_2 = \frac{P_c v_{\text{п}}}{\eta_2}, \quad (6)$$

где  $P_c = P_{\text{п}} + k_1 g m_{\text{к}}$  – общая сила сопротивления движению, Н;

$P_{\text{п}}$  – сила сопротивления подаче, Н;

$k_1$  – коэффициент сопротивления движению комбайна;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\eta_2$  – КПД привода механизма передвижения.

Примем силу  $P_{\text{п}}$  сопротивления подаче пропорциональной силе  $P_{\text{р}}$  сопротивления резанию, т. е.  $P_{\text{п}} = k_{\text{п}} P_{\text{р}}$ , где  $k_{\text{п}}$  – коэффициент пропорциональности.

Формулу (5) можно представить в виде

$$N_1 = P_{\text{р}} v_{\text{р}} / \eta_1,$$

где  $v_{\text{р}}$  – скорость резания, м/с.

Тогда

$$P_p = \eta_1 N_1 / v_p = 2\eta_1 N_1 / (D\omega),$$

а сила сопротивления подаче

$$P_{\Pi} = k_{\Pi} \frac{2e_p \rho B H v_{\Pi}}{D\omega}.$$

Мощность  $N_2$  согласно формуле (6)

$$N_2 = \left( k_{\Pi} \frac{2e_p \rho B H v_{\Pi}}{D\omega} + k_1 g m_k \right) \frac{v_{\Pi}}{\eta_2}. \quad (7)$$

Мощность для поперечного перемещения породы шнек-фрезой и ее погрузки на забойный конвейер

$$N_3 = k_h \frac{f g \rho B H l v_{\Pi}}{\eta_1}, \quad (8)$$

где  $k_h$  – коэффициент, учитывающий дополнительные затраты мощности на подъем породы при погрузке;

$f$  – коэффициент трения породы о подошву выработки;

$l$  – длина перемещения породы шнек-фрезой.

Согласно формуле (3) уравнение баланса мощности принимает вид

$$N - \left[ \frac{e_p \rho B H v_{\Pi}}{\eta_1} + \left( k_{\Pi} \frac{2e_p \rho B H v_{\Pi}}{D\omega} + k_1 g m_k \right) \frac{v_{\Pi}}{\eta_2} + k_h \frac{f g B H l v_{\Pi}}{\eta_1} \right] = 0. \quad (9)$$

Эта зависимость представляет собой квадратное уравнение относительно поступательной скорости комбайна

$$a v_{\Pi}^2 + b v_{\Pi} + c = 0, \quad (10)$$

$$\text{где } a = k_{\Pi} \frac{2e_p \rho BH}{D \omega \eta_2};$$

$$b = \frac{e_p \rho BH}{\eta_1} + \frac{k_1 g m_k}{\eta_2} + k_h \frac{fg \rho BH l}{\eta_1};$$

$$c = -N.$$

Для его решения воспользуемся данными по измерению затрат мощности, имеющимися в источнике [3].

Мощность, потребляемая при разрушении и перемещении горных пород исполнительными органами очистных комбайнов, определяется обычно по мощности на зажимах электродвигателя, т. е. представляет собой суммарную мощность, которая расходуется на резание породы, ее перемещение на забойный конвейер и на потери в приводе шнековой фрезы [4]. Поэтому удельная затрата мощности  $e_y$  при разрушении и перемещении горной породы (мощность на единицу массовой производительности) включает в себя три составляющие. По данным [3], среднее значение  $e_y$  для калийной руды равно 5 400 Вт·с/кг. Тогда общие затраты мощности на резание и перемещение измельченной горной породы

$$N_{об} = e_y Q = N_1 + N_3.$$

Отсюда удельная затрата мощности на разрушение (резание) породы

$$e_p = e_y \eta_1 - k_h f g l.$$

Для определения коэффициентов  $a$ ,  $b$ ,  $c$  и решения уравнения (10) примем следующие значения величин, входящих в уравнение баланса мощности:

$$\eta_1 = 0,65; \eta_2 = 0,75; k_1 = 0,25-0,5; k_2 = 0,5; k_h = 1,3; f = 0,6; l = 1 \text{ м};$$

$$e_p = e_y \eta_1 - k_h f g l \approx 3 \text{ 500 Вт·с/кг.}$$

Подставив эти данные и ранее принятые значения конструктивных и режимных параметров шнек-фрезы в выражения для определения коэффициентов  $a$ ,  $b$  и  $c$  и решив квадратное уравнение (10), получаем значение поступательной скорости комбайна

$$v_{\Pi} = 0,0287 \text{ м/с} = 1,72 \text{ м/мин.}$$

При этом расчетные составляющие общих затрат мощности на работу однодвигательного очистного комбайна имеют следующие значения:

$$N_1 = 321,4 \text{ кВт}; \quad N_2 = 7,24 \text{ кВт}; \quad N_3 = 0,71 \text{ кВт}.$$

Мощность  $N_3$  для погрузки породы на забойный конвейер значительно меньше суммы мощностей  $N_1 + N_2$ . В рассматриваемом случае величиной  $N_3$  можно пренебречь. Тогда уравнение (9) баланса мощности упростится, а коэффициент  $b$  квадратного уравнения (10) будет представлять собой сумму только двух первых слагаемых. Решение уравнения (10) в этом случае дает поступательную скорость  $v_n = 0,0288$  м/с, то есть практически такую же, как и при решении полного уравнения баланса мощности.

Сравнение полученной расчетным путем поступательной скорости комбайна  $v_n = 1,72$  м/мин с рабочими скоростями очистных комбайнов, эксплуатируемых в ОАО "ПО «Беларуськалий»", свидетельствует об их удовлетворительной сходимости.

### *Пример 2*

В рассмотренном примере удельные затраты  $e_y$  мощности на разрушение породы приняты постоянными в соответствии с их усредненными значениями по ОАО ПО «Беларуськалий» [3]. Вместе с тем как в общей теории разрушения горных пород [1, 2], так и по данным исследований в ОАО ПО «Беларуськалий» [4] эти затраты существенно зависят от толщины стружки. В общем виде эту зависимость можно представить выражением [1]

$$e_p = c_1 h^{c_2}, \text{ Вт} \cdot \text{с/кг}, \quad (11)$$

где  $h$  – толщина снимаемой стружки, м;

$c_1$  и  $c_2$  – параметры, определяемые по результатам экспериментальных данных.

Параметр  $c_1$  представляет собой удельные затраты  $e_{p1}$  мощности при условии, что толщина стружки  $h = 1$  м, показатель степени  $c_2$  характеризует интенсивность убывания  $e_y$  по мере увеличения  $h$ .

Поэтому для соблюдения размерностей в левой и правой частях формулы (11) ее целесообразно представлять в виде

$$e_p = e_{p1} (h/h_1)^{c_2}.$$

Для очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами при их работе полным захватом наибольшая толщина стружки

$$h_{\max} = \frac{2\pi}{z} \cdot \frac{v_{\Pi}}{\omega},$$

где  $z$  – число резцов в линии резания;

$\omega$  – угловая скорость шнек-фрезы, рад/с.

Средняя толщина стружки

$$h = \frac{2}{3} h_{\max} = \frac{4\pi}{3z} \cdot \frac{v_{\Pi}}{\omega}.$$

Тогда удельные энергозатраты на разрушение горной породы

$$e_p = c_1 \left( \frac{4\pi}{3z} \cdot \frac{v_{\Pi}}{\omega} \right)^{c_2}. \quad (12)$$

Ранее было установлено (*пример 1*), что мощность  $N_3$  пренебрежительно мала по сравнению с суммой мощностей для разрушения породы  $N_1$  и преодоления сопротивлений подачи и самопередвижения комбайна  $N_2$ . Поэтому уравнение (9) баланса мощностей в рассматриваемом случае принимает вид

$$N - \left[ \frac{c_1 \left( \frac{4\pi}{3z} \cdot \frac{v_{\Pi}}{\omega} \right)^{c_2} \rho B H v_{\Pi}}{\eta_1} + \left( k_2 \frac{2c_1 \left( \frac{4\pi}{3z} \cdot \frac{v_{\Pi}}{\omega} \right)^{c_2} \rho B H v_{\Pi}}{D\omega} + k_1 g m_k \right) \frac{v_{\Pi}}{\eta_2} \right] = 0. \quad (13)$$

Это уравнение в общем случае может быть решено численно только после определения параметров  $c_1$  и  $c_2$ . Для установления параметров формулы (12) воспользуемся экспериментальными данными из работы [4], в которой приведены результаты определения удельных затрат мощности на зажимах электродвигателя привода шнек-фрезы, КПД которого  $\eta_1 \cong 0,65$  (табл. 1).

Таблица 1

Исходные и расчетные данные  
для определения параметров зависимости (11)

Данные из [4]			Расчетные данные				
Скорость подачи $v_n$ , м/мин	Мощность $N$ , кВт	Удельная мощность $e_y$ , кВт·ч/т	$v_n$ , м/с	$e_y$ , Вт·с/кг	$e_p = e_y \eta_1$ , Вт·с/кг	$h$ , м	$e_p$ , Вт·с/кг, ф-ла (14)
1,92	300,0	1,107	0,0320	3 985	2 590	0,027	2 541
1,82	289,8	1,122	0,0305	4 039	2 625	0,026	2 581
1,50	251,7	1,189	0,0250	4 280	2 782	0,021	2 817
1,00	194,0	1,375	0,0167	4 950	3 218	0,014	3 327
0,50	136,3	1,930	0,0084	6 948	4 516	0,007	4 420

В результате обработки опытных данных из работы [4] (табл. 1) методом наименьших квадратов установлено, что параметры  $c_1 = 578$  Вт·с/кг,  $c_2 = -0,41$  и формула (11) при условии, что  $z = 1$  и  $\omega = 5$  рад/с, принимает вид

$$e_p = 578h^{-0,41}, \text{ Вт·с/кг.} \quad (14)$$

Тогда с учетом значений величин, принятых в *примере 1*, уравнение (13) баланса мощности комбайна приводится к виду

$$132\,616v_p^{1,59} + 209\,280v_p + 1\,989\,248v_p^{0,59} - 330\,000 = 0.$$

Решение этого уравнения дает поступательную скорость комбайна  $v_n = 0,045$  м/с = 2,7 м/мин. Расчетные затраты мощности в этом случае  $N_1 = 319$  кВт,  $N_2 = 10,5$  кВт и  $N_3 = 1,0$  кВт, что в сумме со-

ответствует установленной мощности электродвигателя  $N = 330$  кВт. Заметим, что согласно технической характеристике очистного комбайна СЛ 300/400 наибольшая длительная рабочая скорость подачи  $v_{\text{п}} = 3$  м/мин при установленной мощности электропривода одной шнек-фрезы  $N = 400$  кВт.

### Пример 3

На основании выполненных в *примере 2* расчетов можно заключить, что при работе одной шнек-фрезы комбайна СЛ 300/400 запас мощности составляет примерно 80 кВт. Этот комбайн оборудован индивидуальным приводом подачи с установленной мощностью электродвигателя 35 кВт.

Выполним расчет предельной рабочей скорости  $v_{\text{п}}$  подачи шнек-фрезы комбайна СЛ 300/400 при исходных данных из технической характеристики: ширина захвата  $B = 0,8$  м; диаметр шнек-фрезы  $D = 1,4$  м; глубина резания (толщина разрабатываемого слоя)  $H_1 = 0,83$  м; частота вращения шнек-фрезы  $n = 49$  об/мин (угловая скорость  $\omega = 5,13$  рад/с); мощность двигателя  $N = 400$  кВт. Остальные исходные данные заимствуем из примера 2.

В соответствии с выражением (3) уравнение баланса мощности шнек-фрезы комбайна СЛ 300/400 имеет вид  $N = N_1 + N_3$ , или с учетом формул (5), (8) и (12)

$$N = \frac{c_1 \left( \frac{4\pi}{3z} \cdot \frac{v_{\text{п}}}{\omega} \right)^{c_2} \rho B H v_{\text{п}}}{\eta_1} + k_h \frac{fg \rho B H v_{\text{п}}}{\eta_1}. \quad (15)$$

Параметр  $c_1$  формулы (12) в этом случае составляет 571, так как  $\omega = 5,13$  рад/с.

Уравнение (15) после подстановки исходных данных принимает вид

$$27\,358 v_{\text{п}} + 2\,218\,919 v_{\text{п}}^{0,59} - 400\,000 = 0.$$

В результате приближенного решения этого уравнения поступательная скорость комбайна  $v_{\text{п}} = 0,054$  м/с = 3,24 м/мин. При этом рас-



четные значения затрат мощности  $N_1 = 396,5$  кВт и  $N_3 = 1,5$  кВт. Расчетное значение предельной скорости практически совпадает с рекомендованной в технической характеристике комбайна ( $v_{п} = 3$  м/мин).

Узлы комбайна СЛ 300/400 смонтированы на корпусе, который установлен на забойном конвейере. Со стороны забоя комбайн опирается двумя опорами на подборщики, а двумя другими – на опору цевочной передачи индивидуального механизма подачи. Выемка ведется двумя режущими шнеками, расположенными по концам комбайна, передний работает у кровли лавы, как правило, на полную мощность, а задний дорубает оставшуюся часть пласта, формируя почву лавы. При этом зачистной щиток, установленный на заднем режущем органе, грузит на забойный конвейер отбитую руду.

В связи с изложенным расчет поступательной скорости комбайна выполним по суммарной толщине разрабатываемого слоя  $H = 1,66$  м. Тогда уравнение баланса мощности для механизма подачи комбайна

$$N - \left( k_2 \frac{2c_1 \left( \frac{4\pi}{3z} \cdot \frac{v_p}{\omega} \right)^{c_2} \rho B H v_p}{D \omega} + k_1 g m_k \right) \frac{v_{п}}{\eta_2} = 0. \quad (17)$$

При решении этого уравнения за исходные данные приняты следующие значения постоянных величин:

$k_1 = 0,25-0,50$ ;  $k_2 = 0,5$ ;  $z = 1$ ,  $\omega = 5,13$  рад/с;  $\rho = 2000$  кг/м<sup>3</sup>;  $B = 1,4$  м;  $H = 2H_1 = 1,66$  м;  $D = 1,4$  м;  $m_k = 45\ 000$  кг;  $\eta_2 = 0,65$ ;  $c_1 = 571$  Вт с/кг;  $c_2 = -0,41$ ;  $N = 35\ 000$  Вт.

В итоге наибольшая рабочая скорость  $v_{п}$  передвижения комбайна определится из выражений:

$$617\ 901 v_{п}^{1,59} + 169788,5 v_{п} - 35\ 000 = 0 \text{ при } k_1 = 0,25; \quad (18)$$

$$617\ 901 v_{п}^{1,59} + 339\ 577 v_{п} - 35\ 000 = 0 \text{ при } k_1 = 0,5. \quad (19)$$

Результаты приближенного решения этих уравнений сведены в табл. 2.

Рабочие и маневренные скорости передвижения  
очистного комбайна

Коэффициент сопротивления передвижению $k_1$	0,25	0,5
Наибольшая скорость подачи $v_{\text{п}}$	0,0105 м/с 6,3 м/мин	0,074 м/с 4,44 м/мин
Маневренная скорость передвижения $v_{\text{п}}$	0,206 м/с 12,36 м/мин	0,103 м/с 6,18 м/мин

**Пример 4**

Анализ результатов расчета, приведенных в *примерах 1–3*, показывает, что в ряде случаев вычисленные поступательные скорости передвижения комбайнов со шнековыми исполнительными органами превышают рабочие скорости при эксплуатации машин. С одной стороны, это указывает на наличие возможности повышения рабочих скоростей очистных комбайнов. Однако при больших рабочих скоростях меняются условия работы резцов, что потребует дополнительных исследований по определению удельных затрат мощности. Кроме того, решение уравнения (4) не гарантирует обеспечение других балансовых соотношений. Особенно важную роль здесь имеет балансовое соотношение по производительности, невыполнение которого не только делает невозможной эксплуатацию машины, но может создавать аварийные ситуации. Поэтому представляется целесообразным совместное использование и исследование балансовых соотношений по мощности и производительности. Балансовое соотношение по производительности органа разрушения, как известно, может быть записано в виде

$$k_3 Q_x = Q_p, \quad (19)$$

где  $Q_x$  – производительность по ходу машины;

$Q_p$  – производительность органа разрушения;

$K_3$  – коэффициент запаса производительности.

Очевидно, что совместное решение уравнений (4) и (19) предполагает выражение  $Q_x$  и  $Q_p$  через те же параметры, что и мощности  $N_i$ . При этом необходимо принимать во внимание то, что совместное использование балансовых соотношений по производительности и мощности позволяет решать те же задачи, что и при использовании одного уравнения баланса мощности. Вместе с тем совместное решение этих уравнений позволяет определить рациональные значения двух параметров – скорости подачи и угловой скорости рабочего органа.

Продемонстрируем это на уже рассмотренном *примере 1* для очистного комбайна. Остается вычислить производительность режущего шнека как транспортирующего органа. Она может быть определена по формуле

$$Q_p = \frac{1}{8} \frac{k_V}{k_p} \psi \rho (D^2 - d^2) \omega h_B, \quad (20)$$

где  $k_V$  – коэффициент заполнения породой рабочего пространства шнека;

$k_p$  – коэффициент разрыхления породы;

$\psi$  – коэффициент циркуляции;

$d$  – внутренний диаметр шнека;

$h_B$  – шаг витков шнека.

Согласно выражению (19) условие достаточности производительности можно представить в виде  $Q_p \geq Q_x$ , то есть производительность рабочего органа как транспортирующего шнека должна быть больше производительности по ходу комбайна. Во время работы комбайна эти производительности равны между собой, то есть  $Q_p = Q_x$ . Исходя из этого условия, уравнения балансов мощности и производительности запишем в виде системы

$$k_2 \frac{2e_p \rho B H}{\eta_2 D \omega} v_{\Pi}^2 + \left( \frac{e_p \rho B H}{\eta_1} + k_1 \frac{g m_K}{\eta_2} + k_h \frac{f g \rho B H l}{\eta_1} \right) v_{\Pi} - N = 0; \quad (21)$$

$$B H \rho v_{\Pi} - \frac{1}{8} \frac{k_V}{k_p} \psi \rho (D^2 - d^2) \omega h_B = 0.$$

Эта система уравнений решена по исходным данным из *примера 1* и значениях коэффициентов  $k_V = 0,3$ ;  $k_p = 1,2$ ;  $\psi = 0,5$ . Оказалось, что в рассматриваемом случае  $v_n = 0,0287$  м/с = 1,72 м/мин, а угловая скорость шнек-фрезы  $\omega = 3,18$  рад/с. При решении уравнения (10) было принято, что  $\omega = 5,0$  рад/с. Следовательно, коэффициент запаса производительности шнек-фрезы как транспортирующего органа в рассматриваемом случае  $k_3 = 1,57$ .

Ранее было отмечено, что удельные энергозатраты на резание породы являются функцией толщины  $h$  стружки (11), которая в свою очередь зависит от поступательной  $v_n$  и угловой  $\omega$  скоростей шнек-фрезы (12). Поэтому представляется целесообразным в первом уравнении системы (21) использовать вместо усредненного значения удельных энергозатрат их зависимость от режимных параметров работы шнек-фрезы, то есть применить формулу (12). Из второго уравнения системы (21) следует, что угловая скорость  $\omega$  шнек-фрезы связана с поступательной скоростью  $v_n$  комбайна соотношением  $\omega = 110,9v_n$ . В этом случае толщина стружки  $h$  составляет 0,0252 м, чему соответствуют удельные энергозатраты  $e_p = 567h^{-0,41} = 2\,565$  Вт·с/кг, что значительно меньше, чем принятые по источнику [3]. Если пренебрежительно малой мощностью  $N_3$  для погрузки породы пренебречь, то первое уравнение системы (21) можно представить в виде выражения (13), в котором удельные энергозатраты  $e_p = f(h) = 2\,565$  Вт·с/кг. В этом случае рабочая поступательная скорость комбайна  $v_n = 0,045$  м/с = 2,70 м/мин и угловая скорость фрезы  $\omega = 5,0$  рад/с. Это значит, что основные режимные параметры очистных комбайнов выбраны рационально. Однако этих данных недостаточно, чтобы выбрать их оптимальные значения, которые лежат в области более высоких скоростей подачи.

### 3. ПРИМЕНЕНИЕ БАЛАНСОВЫХ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ БУРОВОГО ТИПА

#### 3.1. Моделирование балансовых соотношений по мощности

Рассмотрим уравнение балансов мощности и производительности комбайнов с соосными роторами, используя методические принципы, приведенные в разделе 1. Общие затраты мощности на разрушение забоя разделим на мощности, потребляемые внешним и центральным бурами, бермовыми фрезами, отрезными коронками. Удельные затраты энергии на разрушение породы будем вычислять по формуле (14).

Начнем с центрального бура. Мощность для разрушения им породы в общем случае (рис. 2)

$$N_1 = \int_0^{R_1} \int_0^{2\pi} dN_1, \quad (22)$$

где  $R_1$  – радиус бура.

Дифференциал мощности разрушения

$$dN_1 = e_{p1} dQ_1, \quad (23)$$

где  $dQ_1 = v_{п1} dS_1 = v_{п1} r d\alpha dr$  – дифференциал производительности;

$e_{p1}$  – удельные затраты мощности на разрушение породы центральным буром;

$v_{п1}$  – скорость подачи;

$dS_1$  – дифференциал площади забоя, разрабатываемой центральным буром;

$r$  и  $\alpha$  – текущие значения радиуса и центрального угла.

Считая  $e_{p1}$  постоянным для всей площади забоя, разрушаемой центральным буром, и подставив соотношения для  $dN$  и  $dQ_1$  в (22), имеем

$$N_1 = \pi e_{p1} v_{п1} R_1^2. \quad (24)$$

Вычислим толщину стружки, которую снимают резцы центрального бура:

$$h_1 = \frac{2\pi}{z_1} \cdot \frac{v_{\text{п}}}{\omega_1}, \quad (25)$$

где  $z_1$  – число резцов в линии резания;

$\omega_1$  – угловая скорость вращения центрального бура.

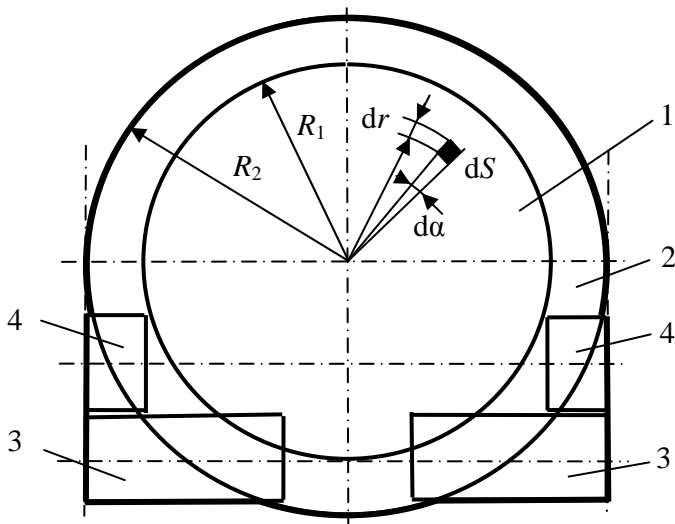


Рис. 2. К определению мощности для разрушения породы:

1 – центральный бур; 2 – внешний бур;

3 – бормовые фрезы; 4 – отрезные коронки

Для определения  $z_1$  целесообразно воспользоваться формулой проф. Ф. А. Опейко [2], которая в рассматриваемом случае может быть представлена в виде (см. рис. 2)

$$z_1 = bk/R_1,$$

где  $b$  – ширина захвата одного резца;

$k$  – общее количество резцов на центральном буре.

Ширину захвата резца следует принимать с учетом бороздки, образуемой резцом:

$$b = b_0 + 2h_1 \operatorname{tg} \beta,$$

где  $b_0$  – ширина резца;

$\beta$  – угол развала бороздки.

Подставив (25) в (24), окончательно получим

$$N_1 = \pi c_1 \left( \frac{2\pi}{\omega_1 z_1} \right)^{c_2} v_{\text{п}}^{(1+c_2)} R_1^2. \quad (26)$$

Рассуждая аналогично и проведя такие же преобразования для внешнего бура, получим формулу для вычисления мощности, затрачиваемой им на разрушение породы:

$$N_2 = \pi c_1 \left( \frac{2\pi}{\omega_2 z_2} \right)^{c_2} v_{\text{п}}^{(1+c_2)} (R_2^2 - R_1^2), \quad (27)$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость внешнего бура;

$z_2$  – число резцов в линии резания внешнего бура;

$R_2$  – его наружный радиус.

Для определения мощности на разрушение породы бермовыми фрезами воспользуемся методикой из раздела 1. При этом считаем, что бермовыми фрезами разрушается часть забоя, площадь которой равна площади сечения выработки за вычетом площади разрушаемой центральным и внешним бурами, а также двумя отрезными дисками, т. е.

$$S_6 = S_{\text{в}} - \pi R_2^2 - S_{\text{д}}, \quad (28)$$

где  $S_6$  – площадь забоя, разрушаемого двумя бермовыми фрезами;

$S_{\text{в}}$  – площадь сечения выработки;

$S_{\text{д}}$  – площадь забоя, разрушаемого двумя отрезными коронками.

Тогда мощность на разрушение породы бермовыми фрезами

$$N_3 = e_{\text{рз}} v_{\text{п}} S_6,$$

где, как и ранее,  $e_{\text{рз}} = c_1 h_3^{c_2}$ .

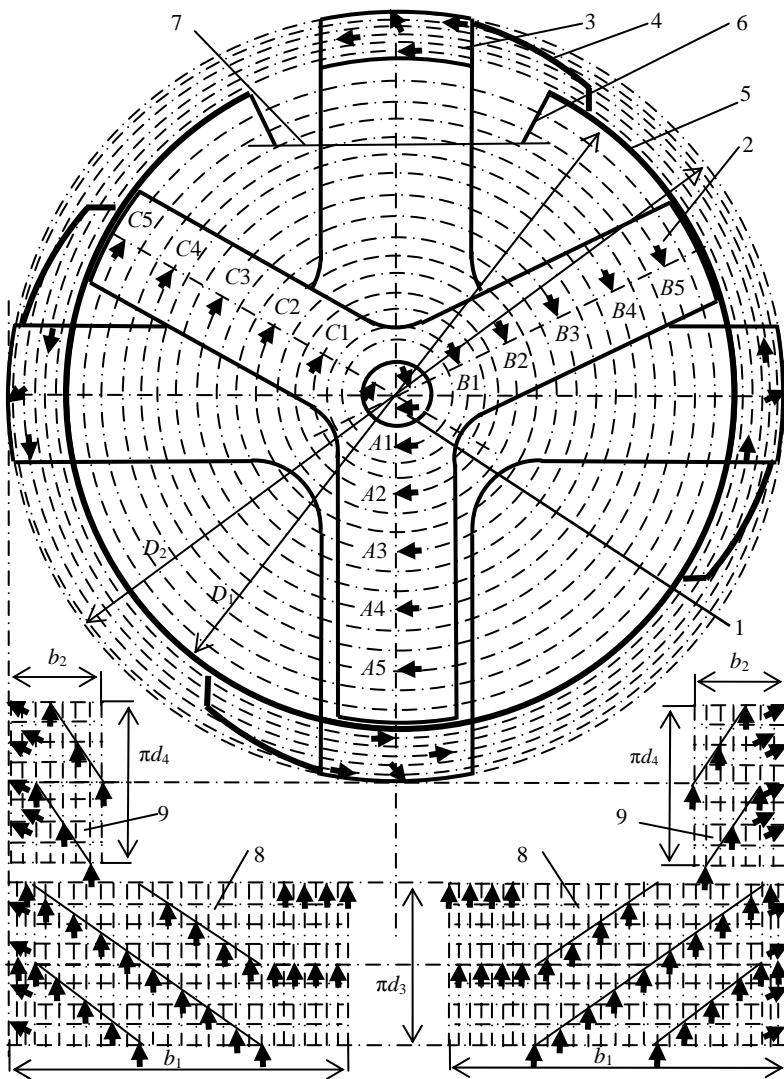


Рис. 3. Расположение резов на трехлучевом буре, четырехлучевом роторе с ковшами, а также на бермовых фрезе и отрезных коронках соосного исполнительного органа проходческого комбайна:

- 1 – центральный забурник; 2 – трехлучевой бур; 3 – четырехлучевой ротор; 4 – ковши; 5 – цилиндрический кожух; 6 – загрузочная воронка; 7 – рабочая ветвь конвейера; 8 – бермовые фрезы; 9 – отрезные коронки



Среднюю толщину стружки при работе бермовых фрез вычисляем как  $2/3$  от максимальной толщины [1]:

$$h_3 = \frac{4\pi}{3z_3} \cdot \frac{v_n}{\omega_3},$$

где  $z_3$  – число резцов в линии резания бермовых фрез;

$\omega_3$  – угловая скорость бермовых фрез.

Таким образом, имеем

$$N_3 = c_1 \left( \frac{4\pi}{3z_3} \cdot \frac{v_n}{\omega_3} \right)^{c_2} v_n^{(1+c_2)} S_6. \quad (29)$$

Четвертая составляющая мощности, расходуемой на разрушение породы отрезными коронками:

$$N_4 = e_{p4} Q_4,$$

где  $e_{p4} = c_1 \left( \frac{4\pi}{3z_4} \cdot \frac{v_n}{\omega_4} \right)^{c_2}$  – удельные затраты мощности на разрушение породы отрезной коронкой;

$z_4$  – число резцов в линиях резания отрезных коронок;

$\omega_4$  – угловая скорость отрезных коронок;

$Q_4 = S_d v_n$  – производительность отрезных коронок.

Не нарушая общности величины,  $c_1$  и  $c_2$  считаем постоянными для всех органов разрушения.

Тогда общие затраты мощности на разрушение породы исполнительным органом

$$\begin{aligned} N_p &= N_1 + N_2 + N_3 + N_4 = \\ &= c_1 v_n^{(1+c_2)} \left[ \left( \frac{\pi}{\omega_1 z_1} \right)^{c_2} \pi R_1^2 + \left( \frac{\pi}{\omega_2 z_2} \right)^{c_2} \pi (R_2^2 - R_1^2) + \right. \\ &\quad \left. + \left( \frac{4\pi}{3\omega_3 z_3} \right)^{c_2} S_6 + \left( \frac{4\pi}{3\omega_4 z_4} \right)^{c_2} S_d \right]. \end{aligned} \quad (30)$$

Вычислим теперь расход мощности на передвижение комбайна и подачу исполнительного органа на забой:

$$N_{\Pi} = (P_{\Pi} + P_c) v_T, \quad (31)$$

где  $P_{\Pi}$  – сила сопротивления подаче органов разрушения на забой;

$P_c = P_f + P_{\kappa}$  – сила сопротивления передвижению комбайна по подошве выработки;

$P_f = (\mu + k) P_z \cos \varphi$  – сила сопротивления движению гусеничного хода, затрачиваемая на деформирование опорного основания и преодоление внутренних сопротивлений в двигателе;

$\mu$  – коэффициент сопротивления деформированию почвы;

$k$  – коэффициент сопротивления движению опорных катков;

$P_z$  – вертикальная нагрузка, передаваемая гусеницами на почву;

$\varphi$  – угол подъема выработки;

$P_{\kappa} = mg \sin \varphi + P_{\text{кр}}$  – усилие для передвижения бункера-перегрузателя и составляющая силы тяжести, параллельная почве выработки;

$m$  – масса комбайна;

$P_{\text{кр}}$  – усилие для передвижения бункера-перегрузателя;

$v_T$  – теоретическая скорость комбайна, равная скорости перематывания гусениц.

Эта скорость связана со скоростью подачи соотношением

$$v_{\Pi} = v_T (1 - \varepsilon), \quad (32)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент буксования.

Для определения  $N_{\Pi}$  необходимо знать усилие  $P_{\Pi}$  подачи комбинированного рабочего органа на забой. Это усилие представляет собой проекцию главного вектора усилий подачи отдельных механизмов разрушения на продольную ось машины. В соответствии с [1, 2] считаем, что усилие подачи связано с усилием резания линейной зависимостью

$$P_{\Pi} = k_{\Pi} P_p, \quad (33)$$

где  $k_{\Pi}$  – коэффициент пропорциональности;

$P_p$  – сила резания.

Для определения силы резания центрального бура выразим мощность этой силы и приравняем ее мощности  $N_1$ :

$$P_{p1}v_{p1} = N_1 \quad \text{или} \quad P_{p1}R_{p1}\omega_1 = N_1,$$

где  $P_{p1}$  – обобщенная равнодействующая сил резания;

$v_{p1}$  – приведенная скорость резания;

$R_{p1}$  – радиус, на котором приложена равнодействующая сил резания центрального бура.

Последнее соотношение содержит две величины  $P_{p1}$  и  $R_{p1}$ , для определения которых необходимо дополнительное уравнение. В качестве такого уравнения выберем условие равенства мощностей разрушения породы по обе стороны приложения равнодействующей распределенных сил резания

$$\int_0^{R_{p1}} dN_1 = \frac{1}{2} \int_0^{R_1} dN_1 \quad \text{или} \quad \int_0^{R_{p1}} dN_1 = \frac{1}{2} N_1.$$

При одинаковом числе резцов в каждой линии резания это условие в соответствии с (26) имеет вид

$$\pi c_1 \left( \frac{2\pi}{\omega z} \right)^{c_2} v_{\Pi}^{(1+c_2)} R_{p1}^2 = \frac{\pi}{2} c_1 \left( \frac{2\pi}{\omega z} \right)^{c_2} v_{\Pi}^{(1+c_2)} R_1^2.$$

Откуда получаем значение радиуса приложения равнодействующей сил резания центрального бура

$$R_{p1} = \frac{R_1}{\sqrt{2}}. \quad (34)$$

Тогда

$$P_{p1} = \frac{\sqrt{2} N_1}{R_1 \omega_1}. \quad (35)$$

Усилие подачи центрального бура

$$P_{п1} = k_{\Pi} \cdot \frac{\sqrt{2} N_1}{R_1 \omega_1}. \quad (36)$$

Для внешнего бура при таких же условиях имеем

$$P_{p2} R_{p2} \omega_2 = N_2,$$

где  $P_{p2}$ ,  $R_{p2}$  – равнодействующая и радиус ее приложения для внешнего бура.

Считая, как и прежде, что равнодействующая приложена на радиусе, делящем суммарный момент сил резания внешнего бура пополам, имеем

$$\int_{R_1}^{R_{p2}} dN_2 = \frac{1}{2} N_2.$$

Учитывая (28), получим

$$(R_{p2}^2 - R_1^2) = \frac{1}{2} (R_2^2 - R_1^2)$$

и окончательно

$$R_{p2} = \sqrt{\frac{R_2^2 + R_1^2}{2}}. \quad (37)$$

Тогда равнодействующая сил резания внешним буром

$$P_{p2} = \frac{\sqrt{2} N_2}{\sqrt{R_2^2 + R_1^2} \cdot \omega_2}, \quad (38)$$

а сила сопротивления его подаче

$$P_{п2} = k_{п} \frac{\sqrt{2} N_2}{\sqrt{R_2^2 + R_1^2} \cdot \omega_2}. \quad (39)$$

Подача бермовых фрез и отрезных коронок также требует создания соответствующих усилий напора. Для определения этих усилий рассмотрим более подробно геометрию их взаимодействия с породой (рис. 4).

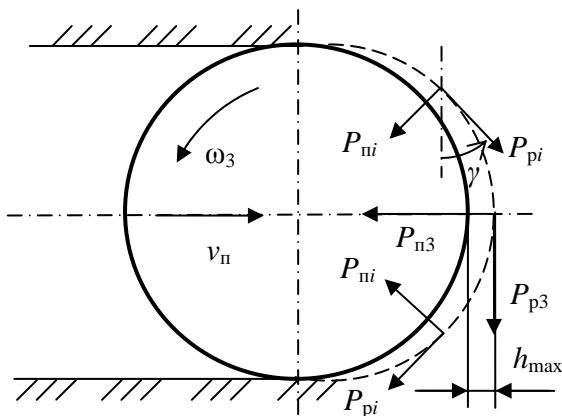


Рис. 4. Определение силы сопротивления подаче бермовых фрез и отрезных коронок

Непосредственно из рис. 4 устанавливаем, что равнодействующая сил резания отдельных резцов при работе фрезы полным захватом и симметричном распределении резцов направлена нормально к скорости подачи. Сила сопротивления подаче, наоборот, при тех же условиях имеет только продольную составляющую.

Считая, как и ранее, что сила сопротивления подаче пропорциональна силе резания, запишем (см. рис. 4)

$$P_{п3} = \sum_1^n P'_{pi} \cos \gamma,$$

где  $n$  – число резцов, взаимодействующих с породой;

$\gamma$  – угол направления действия силы резания  $i$ -го резца.

Учитывая, что наибольшее сопротивление резанию вызывают резцы, находящиеся около продольной оси, а также с целью упрощения расчетных зависимостей примем, как и ранее:

$$P_{п3} = \frac{N_3}{\omega_3 R_3}, \quad (40)$$

где  $R_3$  – наружный радиус бермовых фрез.

Таким же способом определим и равнодействующую усилий резания отрезных дисков

$$P_{p4} = \frac{N_4}{\omega_4 R_d}, \quad (41)$$

где  $R_d$  – наружный радиус дисков.

Тогда усилия подачи бермовых фрез и отрезных дисков

$$P_{п3} = k_{п} c_1 \left( \frac{4\pi}{3z_3} \right)^{c_2} \left( \frac{v_{п}}{\omega_3} \right)^{(1+c_2)} \frac{S_{б}}{R_3}; \quad (42)$$

$$P_{п4} = k_{п} c_1 \left( \frac{4\pi}{3z_4} \right)^{c_2} \left( \frac{v_{п}}{\omega_4} \right)^{(1+c_2)} \frac{S_{д}}{R_4}.$$

Просуммировав теперь  $P_{п1}$ ,  $P_{п2}$ ,  $P_{п3}$  и  $P_{п4}$ , получим значение общего усилия подачи:

$$P_{п} = k_{п} c_1 \left[ \frac{\sqrt{2}}{2} \left( \frac{2\pi}{z_1} \right)^{c_2} \left( \frac{v_{п}}{\omega_1} \right)^{(1+c_2)} R_1 + \frac{\sqrt{2}}{2} \left( \frac{2\pi}{z_2} \right)^{c_2} \left( \frac{v_{п}}{\omega_2} \right)^{(1+c_2)} \frac{R_2^2 - R_1^2}{\sqrt{R_1^2 + R_2^2}} + \right. \\ \left. + \left( \frac{4\pi}{3z_3} \right)^{c_1} \left( \frac{v_{п}}{\omega_3} \right)^{(1+c_2)} \frac{S_{б}}{R_3} + \left( \frac{4\pi}{3z_4} \right)^{c_2} \left( \frac{v_{п}}{\omega_4} \right)^{(1+c_2)} \frac{S_{д}}{R_4} \right]. \quad (43)$$

Для составления уравнения баланса мощности остается определить мощность для погрузки породы на конвейер и мощность для его работы. Мощность на погрузку определим посредством выражения

$$N_{г} = (\rho g H_{п} + e_3) Q, \quad (44)$$

где  $\rho$  – плотность породы;

$Q = S_{в} v_{п}$  – объемная производительность комбайна;

$H_{п}$  – высота подъема породы;

$e_3$  – удельные затраты мощности на зачерпывание породы ковшами.

Мощность для работы конвейера выразим через его производительность

$$N_k = k_k g (m_k v_k + \rho Q l_k), \quad (45)$$

где  $k_k$  – коэффициент сопротивления движению подвижных частей конвейера;

$m_k$  – масса подвижных частей конвейера;

$l_k$  – длина конвейера;

$v_k$  – скорость ленты конвейера.

Остальные затраты мощности при работе комбайна не зависят напрямую от производительности. Примем их постоянными, обозначим через  $N_b$  и назовем затратами мощности для выполнения вспомогательных операций.

Для того, чтобы окончательно записать уравнения баланса мощности, проведем упрощения формул для вычисления отдельных составляющих затрат мощности, введя следующие обозначения:

$$A_1 = \pi c_1 \left( \frac{2\pi}{\omega_1 z_1} \right)^{c_2} R_1^2; \quad A_2 = \pi c_1 \left( \frac{2\pi}{\omega_2 z_2} \right) (R_2^2 - R_1^2);$$

$$A_3 = c_1 \left( \frac{4\pi}{3z_3 \omega_3} \right)^{c_2} S_6; \quad A_4 = c_1 \left( \frac{4\pi}{3z_4 \omega_4} \right)^{c_2} S_d.$$

Тогда мощности для разрушения забоя:

$$N_1 = A_1 v_{\Pi}^{(1+c_2)}; \quad N_2 = A_2 v_{\Pi}^{(1+c_2)}; \quad (46)$$

$$N_3 = A_3 v_{\Pi}^{(1+c_2)}; \quad N_4 = A_4 v_{\Pi}^{(1+c_2)},$$

а общая мощность для разрушения забоя

$$N_p = (A_1 + A_2 + A_3 + A_4) v_{\Pi}^{(1+c_2)} = A_p v_{\Pi}^{(1+c_2)}. \quad (47)$$

Запишем также в более удобном виде выражения мощности для передвижения комбайна, предварительно упростив выражение для вычисления силы подачи с помощью обозначений:

$$B_1 = \pi\sqrt{2} \frac{R_1}{\omega_1} \left( \frac{2\pi}{z_1\omega_1} \right)^{c_2}; \quad B_2 = \pi\sqrt{2} \left( \frac{2\pi}{z_2\omega_2} \right)^{c_2} \frac{R_2^2 - R_1^2}{\omega_2\sqrt{R_2^2 + R_1^2}};$$

$$B_3 = \left( \frac{4\pi}{3z_3\omega_3} \right)^{c_2} \frac{S_6}{R_3\omega_3}; \quad B_4 = \left( \frac{4\pi}{3z_4\omega_4} \right)^{c_2} \frac{S_d}{R_d}.$$

Тогда

$$P_{\Pi} = B_{\Pi} v_{\Pi}^{(1+c_2)}, \quad (48)$$

где  $B_{\Pi} = c_1 k_{\Pi} (B_1 + B_2 + B_3 + B_4)$ .

Мощность для передвижения комбайна в рабочем режиме

$$N_{\Pi} = \left[ B_{\Pi} v_{\Pi}^{(1+c_2)} + (\mu + k) P_z \cos \varphi + mg \sin \varphi + P_{\text{кр}} \right] \frac{v_{\Pi}}{1 - \varepsilon}, \quad (49)$$

где  $P_z$  вычисляется с учетом выражений (40) и (41):

$$P_z = \left( mg + \frac{A_3 v_{\Pi}^{(1+c_2)}}{\omega_3 R_3} + \frac{A_4 v_{\Pi}^{(1+c_2)}}{\omega_4 R_d} \right). \quad (50)$$

Учитывая структуру привода механизмов комбайна с соосными роторами, полученные соотношения можно использовать в различных направлениях. Среди этих направлений в первую очередь отметим задачу выбора рациональных значений скорости подачи. Наряду с такой задачей можно выбирать конструктивные и режимные параметры работы механизмов комбайна и определять мощности для их привода. Рассмотрим способ определения рациональной скорости подачи. Для этого составим баланс мощности привода цент-



рального и внешнего буров. Уравнение баланса мощности привода буров можно записать в виде

$$N_{\text{д.п}} \eta_{\text{п}} = N_1 + N_2 + N_{\Gamma},$$

где  $N_1$  и  $N_2$  – определяются формулами (26) и (27) соответственно, а  $N_{\Gamma}$  – формулой (44);

$N_{\text{д.п}}$  – мощность энергетической установки привода буров;

$\eta_{\text{п}}$  – усредненный КПД привода буров.

Подставив значения  $N_1$ ,  $N_2$  и  $N_{\Gamma}$  в это уравнение, получим

$$N_{\text{д.п}} \eta_{\text{п}} - \pi c_1 v_{\text{п}}^{(1+c_2)} \left[ \left( \frac{2\pi}{\omega_1 z_1} \right)^{c_2} R_1^2 + \left( \frac{2\pi}{\omega_2 z_2} \right)^{c_2} (R_2^2 - R_1^2) \right] - \quad (51)$$

$$- v_{\text{п}} \rho g S_{\text{в}} H_{\text{п}} - P_3 \omega_2 R_2 = 0.$$

Это уравнение может быть решено относительно  $v_{\text{п}}$  в общем случае численным способом. Однако при некоторых значениях  $c_2$  могут быть найдены и замкнутые решения, например при  $c_2 = -0,5$  и  $c_2 = 1$ .

Выполненная нами обработка опытных данных для очистных комбайнов показала, что значения коэффициента  $c_2$  близки к  $(-0,5)$ . В этом случае (51) сводится к квадратному уравнению относительно  $\sqrt{v_{\text{п}}}$ :

$$a v_{\text{п}} + b \sqrt{v_{\text{п}}} - c = 0,$$

где

$$a = -\rho g S_{\text{в}} H_{\text{п}};$$

$$b = \pi c_1 \left[ \sqrt{\frac{2\pi}{\omega_1 z_1}} R_1^2 + \sqrt{\frac{2\pi}{\omega_2 z_2}} (R_2^2 - R_1^2) \right];$$

$$c = P_3 \omega_2 R_2 - N_{\text{д.п}} \eta_{\text{п}}.$$

Найдя  $v_{\text{п}}$  из (49), далее можно определить мощности, требуемые для работы коронок, бермовых фрез и механизма перемещения.

Это только один вариант применения уравнения баланса мощности, которых может быть несколько. Наиболее эффективно использование балансовых соотношений по мощности и производительности в виде системы уравнений, что позволяет определить не только скорость подачи, но также еще несколько предельных значений параметров, характеризующих режимы работы других механизмов. Для составления системы вычислим затраты мощности на перемещение бермовыми фрезами отбитой породы к месту ее зачерпывания ковшами внешнего бура. Представим эти затраты в виде

$$N_{з.п} \eta_б = m_{п} g f v_{о.с},$$

где  $N_{з.п}$  – затраты мощности на перемещение породы бермовыми фрезами;

$\eta_б$  – КПД бермовых фрез как винтовых конвейеров;

$m_{п}$  – масса перемещаемой породы;

$f$  – коэффициент трения породы о почву выработки и о направляющий кожух;

$v_{о.с} = \psi \frac{h_в}{2\pi} \omega_3$  – скорость перемещения породы вдоль оси фрез;

$h_в$  – шаг винтовой лопасти фрез;

$\psi$  – коэффициент циркуляции породы.

Для определения массы перемещаемой породы приравняем производительности по перемещению породы бермовыми фрезами и по ее разрушению исполнительным органом. Учитывая, что часть отбитой породы поступает непосредственно в область забора ее ковшами, запишем

$$2Q_б = k_q S_в v_{п},$$

где  $k_q$  – коэффициент, учитывающий площадь сечения выработки, порода с которой поступает в область зачерпывания.

Так как перемещаемая фрезами масса

$$m_{п} = 2F \rho l,$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения потока массы, перемещаемого одной фрезой;

$l$  – длина пути перемещения;

$Q_6 = F v_{o.c}$ , то

$$F = \frac{k_d S_B v_{\Pi}}{2 v_{o.c}}$$

Откуда имеем

$$m_{\Pi} = \frac{k_d \rho v_{\Pi} S_B l}{v_{o.c}},$$

а

$$N_{3,\Pi} = \frac{1}{\eta} f g \rho l K_d S_B v_{\Pi}.$$

Тогда система уравнений балансов мощности может быть представлена в виде

$$\begin{aligned} & \pi c_1 v_{\Pi}^{(1+c_2)} \left[ \left( \frac{2\pi}{\omega_1 z_1} \right)^{c_2} R_1^2 + \left( \frac{2\pi}{\omega_2 z_2} \right)^{c_2} (R_2^2 - R_1^2) \right] + \\ & + v_{\Pi} \rho g S_B H_{\Pi} + P_3 \omega_2 R_2 + N_{др} \eta_p = 0; \\ & \frac{v_{\Pi}}{1-\varepsilon} \left[ P_{кр} + m_k g \sin \varphi + (\mu + k) m_k g + \right. \\ & \left. + \frac{A_3}{\omega_3 R_3} v_{\Pi}^{(1+c_2)} + B_{\Pi} v_{\Pi}^{(1+c_2)} - N_{дп} \eta_p \right] = 0; \\ & c_1 \left( \frac{4\pi}{3z_3 \omega_3} \right)^{c_2} v_{\Pi}^{(1+c_2)} S_6 + c_1 \left( \frac{4}{3z_4 \omega_4} \right)^{c_2} v_{\Pi}^{(1+c_2)} S_d + \\ & + \frac{1}{\eta_6} \rho g f l \cdot \frac{2}{3} k_d S_B v_{\Pi} - N_{д.б} \eta_{б.п} = 0, \end{aligned} \tag{52}$$

где  $N_{др}$  – мощность механизмов разрушения;

$N_{дп}$  – мощность механизма подачи;

$N_{д.б}$  – мощность привода бермовых фрез и отрезных коронок;

$\eta_{б.п}$  – КПД привода бермовых фрез и отрезных коронок.

Эта система не дает возможности найти значения  $v_{п+}$ ,  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $\omega_3$  и  $\omega_4$ , отвечающие условиям полного использования мощности двигателей. Тем не менее она позволяет найти  $v_{п}$ ,  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ , определяющие не менее чем 95 % расхода мощности на работу комбайна. В этом случае скоростями  $\omega_3$  и  $\omega_4$  вращения бермовых фрез и отрезных коронок надо задаться. Для того, чтобы получить замкнутую систему для определения скоростей вращения всех механизмов разрушения, необходимо использовать дополнительные соотношения между этими скоростями. Такими соотношениями могут быть уравнения балансов производительности, уравнивания внешнего и внутреннего буров и т. п. Эти соотношения требуют отдельного рассмотрения и здесь не исследуются.

### ***3.2. Численное исследование балансовых соотношений для проходческих комбайнов***

В подразделе 3.1 приведены результаты исследования режимов работы приводов исполнительных органов комбайна ПК-8 в условиях эксплуатации на рудниках Первого и Второго рудоуправлений РУП ПО «Беларуськалий». Замеры мощности проводились на зажимах электродвигателей привода исполнительного органа (внутренний и внешний буры) от поступательной скорости комбайна. Номинальная мощность  $N_d = 200$  кВт для исполнительного органа комбайна ПК-8 соответствует поступательной скорости  $v_{п} = 7,5$  м/ч, при этом удельная энергоемкость  $e_p$  составила  $3,7$  кВт·ч/м<sup>3</sup>. Основываясь на этих данных, получены приближенные формулы для оценки удельных энергозатрат  $e_p$ , кВт·ч/м<sup>3</sup>, от поступательной скорости  $v_{п}$  комбайна, м/ч. Из общей установленной мощности электродвигателей  $N_d = 200$  кВт была исключена мощность, потребляемая зачерпывающе-погрузочным ковшовым устройством. Это устройство совмещено с внешним буром, состоит из загрузочной подвижной части, укрепленной на крестовине, и неподвижной части, которая образована элементами щита ограждения.

Мощность  $N_r$ , расходуемая на работу ковшового погрузочного устройства, складывается из затрат ее и на зачерпывание  $N_r'$  и подъем измельченной горной породы  $N_r''$  до места разгрузки на ленточный конвейер.

В общем случае [1, 3]

$$N'_Г = e_{гр} Q_Г = e_{гр} k_p S v_{п}, \text{ кВт}, \quad (53)$$

где  $e_{гр}$  – удельное сопротивление зачерпыванию и волочению измельченной горной породы ( $e_{гр} = (0,10-0,25) \cdot 10^6 \text{ Па} = (0,03-0,07) \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$  по данным Н. Г. Дымбовского);

$Q_Г$  – производительность комбайна,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$k_p$  – коэффициент разрыхления породы (для калийной руды  $k_p = 1,5-1,6$  [3]);

$S$  – площадь поперечного сечения забоя (для ПКС-8 суммарная площадь забоя при  $D_2 = 3 \text{ м}$ ,  $S = 8,03 \text{ м}^2$ );

$v_{п} = v_{т}(1 - \varepsilon)$  – действительная поступательная скорость комбайна,  $\text{м}/\text{ч}$ ;

$v_{т}$  – кинематическая скорость комбайна  $\text{м}/\text{ч}$ ;

$\varepsilon$  – коэффициент буксования.

Мощность, необходимая для подъема горной массы до места разгрузки:

$$N''_Г = \frac{g\rho_H H}{3,6 \cdot 10^6} Q_Г = \frac{g\rho_H H}{3,6 \cdot 10^6} k_p S v_{п}, \text{ кВт}, \quad (54)$$

где  $\rho_H$  – насыпная плотность горной массы (для измельченной калийной руды  $\rho_H = 1\,270-1\,350 \text{ кг}/\text{м}^3$  [3];

$H$  – высота подъема горной массы,  $\text{м}$ .

Суммарная затрата мощности при работе ковшового погрузочно-го устройства в функции действительной поступательной скорости проходческого комбайна

$$N_Г = (e_{гр} + \frac{g\rho_H H}{3,6 \cdot 10^6}) k_p S v_{п}, \text{ кВт}. \quad (55)$$

Примем удельное сопротивление зачерпыванию горной породы  $e_{гр} = 0,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,056 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$ ,  $k_p = 1,55$ ,  $S = 8,03 \text{ м}^2$ ,  $H = D_2 = 3 \text{ м}$ ,  $\rho_H = 1310 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Тогда согласно формуле (55) мощность, потребляемая непосредственно ковшовым устройством,  $N_Г = 0,8303 v_{п}$ . Как было отмечено

ранее, в случае полного использования мощности привода исполнительного органа разрушения породы поступательная скорость  $v_{\text{п}}$  комбайна ПК-8 составляет 7,5 м/ч. С учетом КПД привода внешнего бура  $\eta_{\text{г}} = 0,78$  мощность, затрачиваемая на работу погрузочного устройства, совмещенного с этим буром,  $N_{\text{г}} = 1,0645v_{\text{п}} = 8,0$  кВт при удельных энергозатратах  $e_{\text{рг}} = 0,13$  кВт·ч/м<sup>3</sup>, которые учитывают не только зачерпывание, но и подъем горной массы на высоту  $H = D_2$ .

По данным В. И. Зайкова [5, 6], мощность, затрачиваемая на разрушение породы при поступательной скорости комбайна ПК-8  $v_{\text{п}} = 7,5$  м/ч, составляет примерно 30 кВт, а удельная энергоемкость  $e_{\text{рц}} = 0,57$  кВт·ч/м<sup>3</sup>. В итоге на разрушение массива и погрузку измельченной калийной руды на ленточный конвейер затрачивается 38 кВт от мощности двух электродвигателей по 100 кВт. Исходя из выполненных расчетов, мощность на резание породы должна составлять 162 кВт при удельных энергозатратах  $e_{\text{р1}} = 3,05$  кВт·ч/м<sup>3</sup>. Тогда общие удельные энергозатраты

$$e_{\text{р}} = e_{\text{р1}} + e_{\text{рц}} + e_{\text{рг}} = 3,05 + 0,57 + 0,13 = 3,75 \text{ кВт·ч/м}^3,$$

что на 1,35 % больше экспериментального значения  $e_{\text{р}} = 3,7$  кВт·ч/м<sup>3</sup>.

Уравнение (51) баланса мощности привода буров в этом случае принимает вид

$$N_{\text{д}} = (e_{\text{р1}} + e_{\text{рц}})S_{12}v_{\text{п}} + e_{\text{рг}}Sv_{\text{п}} = (e_{\text{р1}} + e_{\text{рц}})\pi R_2^2v_{\text{п}} + e_{\text{рг}}Sv_{\text{п}}, \quad (56)$$

где  $S_{12} = 7,065$  м<sup>2</sup> – площадь забоя, разрабатываемая бурами;

$R_2 = D_2/2 = 1,5$  м – наружный радиус внешнего бура;

$S = 8,03$  м<sup>2</sup> – общая площадь забоя;

$N_{\text{д}} = 200$  кВт – установленная мощность электродвигателей привода комбинированного исполнительного органа.

В результате решения уравнения (56) поступательная скорость комбайна  $v_{\text{п}} = 7,5$  м/ч, то есть совпадает с установленной опытным путем.

В работе [6] приведены также экспериментальные данные определения суммарных затрат мощности на работу исполнительного органа комбайна ПК-8 и его производительности. По этим результатам установлены удельные энергозатраты  $e_{\text{р}}$  в функции поступательной скорости  $v_{\text{п}}$  комбайна. Потребляемая мощность в этом случае определялась на зажимах электродвигателей исполнительного

органа, то есть с учетом потерь в приводе. Разрушение калийной руды осуществлялось резцами типа ШБМ со скошенной на  $15^\circ$  передней гранью. Испытания были проведены на рудниках 1-го и 2-го Солигорских калийных комбинатов. В результате математической обработки опытных данных из [6] (рис. 5) нами получена эмпирическая зависимость для определения удельных энергозатрат  $e_p$  с учетом потерь энергии в приводе комбинированного исполнительного органа комбайна ПК-8:

$$e_p = c'_1 v_n^{-c'_2}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3, \quad (57)$$

где  $c'_1 = 10,1 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$  – удельные энергозатраты при поступательной скорости  $v_n = 1 \text{ м}/\text{ч}$ ;

$c'_2 = 0,5$  – параметр, характеризующий интенсивность убывания  $e_p$  по мере увеличения скорости  $v_n$  в пределах от 3 до 11 м/ч.

КПД привода центрального бура составляет 0,81, внешнего бура – 0,78. Если принять  $\eta_n = 0,8$ , то формула (5) примет вид

$$e_p = 8,08 v_n^{-0,5}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3, \quad (58)$$

и характеризует удельные энергозатраты непосредственно на измельчение и погрузку горной породы.



Рис. 5. Зависимость удельных энергозатрат  $e_p$  при работе буров от поступательной скорости  $v_n$  комбайна ПК-8 [6]

Полученные результаты дают основание записать формулы для определения удельных энергозатрат составных элементов исполнительного органа комбайна ПК-8 в виде (57), параметр  $c'_1$ , который характеризует величину  $e_p$  в случае  $v_{\text{п}} = 1$  м/ч, и принимают следующие значения: при резании калийной руды  $c'_1 = 8,35$  кВт·ч/м<sup>3</sup>, при скалывании целиков  $c'_1 = 1,56$  и при погрузке измельченной породы  $c'_1 = 0,36$  кВт·ч/м<sup>3</sup>. Параметр  $c'_2 = 0,5$ . Суммарное значение параметра  $c_1$  при разрушении породы составляет 9,91 кВт·ч/м<sup>3</sup>, а формула (57) принимает вид  $e_p = 9,91v_{\text{п}}^{-0,5}$  и при погрузке породы  $e_{\text{пр}} = 0,36v_{\text{п}}^{-0,5}$ . Значения приведенных параметров получены с учетом потерь энергии в приводе буров.

Расчетные величины удельных энергозатрат  $e_p$ , производительности  $Q$  и затрат мощности на измельчение породы  $N = N_1 + N_2$  и ее погрузку  $N_{\text{Г}}$  в функции поступательной скорости  $v_{\text{п}}$  комбайна ПК-8 сведены в табл. 3.

Таблица 3

Расчетные значения

$$e_p = 9,91v_{\text{п}}^{-0,5}, \quad Q_{12} = S_{12}v_{\text{п}}, \quad N_1 + N_2 = e_{\text{пр}}Q_{12}, \quad e_{\text{пр}} = 0,36v_{\text{п}}^{-0,5},$$

$$Q = Sv_{\text{п}}, \quad N_{\text{Г}} = e_{\text{пр}}Sv_{\text{п}}, \quad N = N_1 + N_2 + N_{\text{Г}}$$

для комбинированного исполнительного органа комбайна ПК-8

$v_{\text{п}}$ , м/ч	$e_p$ , кВт·ч/м <sup>3</sup>	$Q_{12}$ , м <sup>3</sup> /ч	$N_1 + N_2$ , кВт	$e_{\text{пр}}$ , кВт·ч/м <sup>3</sup>	$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$N_{\text{Г}}$ , кВт	$N$ , кВт
1	9,91	7,065	70	0,36	8,03	2,89	73
2	7,01	14,13	99	0,25	16,06	4,01	103
3	5,72	21,20	121	0,21	24,09	5,27	126
4	4,96	28,26	140	0,18	32,12	5,78	146
5	4,43	35,32	156	0,16	40,15	6,42	162
6	4,04	42,39	171	0,15	48,18	7,23	178
<b>7,5</b>	<b>3,62</b>	<b>53,00</b>	<b>192</b>	<b>0,13</b>	<b>60,22</b>	<b>7,83</b>	<b>200</b>
8,5	3,40	60,05	204	0,12	68,26	8,19	212
9,5	3,22	67,12	216	0,12	76,28	9,15	225
10,5	3,06	74,18	227	0,11	84,32	9,27	236



Таким образом, в результате выполненных расчетов по экспериментальным данным из публикаций [5, 6] определены потребляемая мощность и удельные энергозатраты при работе органов разрушения и погрузки комбайна ПК-8 в случае полной реализации мощности двух электродвигателей по 100 кВт. Этот способ разбивки общих затрат мощности по элементам комбинированного исполнительного органа комбайна ПК-8 может быть использован при анализе потребляемой мощности другими сложными устройствами разрушения горных пород.

Формула (57) получена для оценки удельных энергозатрат при добыче калийной руды комбайном ПК-8, исполнительный орган которого был оборудован резами типа ШБМ. Трехлучевой центральный и четырехлучевой внешний буры комбайна ПКС-8 снабжены резами Д6-20, для которых, к сожалению, отсутствуют экспериментальные данные по определению удельных энергозатрат при резании калийной руды. Параметры формулы (57)  $c'_1 = 8,35$  и  $c'_2 = 0,5$  в случае применения резцов Д6-20 будут несколько иными, однако порядок их сохранится. Поэтому для приближенной оценки затрат мощности на работу элементов комбинированного исполнительного органа комбайна ПКС-8 и определения его поступательной скорости при условии использования установленной мощности  $N_d$  двух электродвигателей по 110 кВт воспользуемся в общих балансовых уравнениях из [4, 7] формулой (57), которая для органов разрушения принимает вид

$$e_{p1} = c'_1 v_{\Pi}^{-c'_2} = 8,35 v_{\Pi}^{-0,5}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3. \quad (59)$$

Руководствуясь формулами (55) и (59), запишем уравнение баланса мощности для исполнительного органа комбайна ПКС-8

$$\begin{aligned} N_d &= N_1 + N_2 + N_{\Gamma} = \\ &= c_1 v_{\Pi}^{1-c_2} (S_1 + S_2) + \left( e_{\text{пр}} + \frac{g \rho_{\Pi} H}{3,6 \cdot 10^6} \right) \cdot \frac{k_p S v_{\Pi}}{\eta_{\Gamma}}, \text{ кВт}, \end{aligned} \quad (60)$$

где  $N_d = 220$  кВт – номинальная мощность электродвигателей привода исполнительного органа комбайна;

$N_1$  – мощность привода центрального бура;

$N_2$  – то же привода внешнего бура;

$N_r$  – то же привода погрузочного устройства;

$v_{\text{п}}$  – скорость подачи комбайна, м/ч;

$S_1 = \pi R_1^2 = 4,5216 \text{ м}^2$  – часть площади забоя, формируемая центральным буром;

$R_1 = 1,2 \text{ м}$  – радиус центрального бура;

$S_2 = \pi(R_2^2 - R_1^2) = 2,5434 \text{ м}^2$  – часть площади забоя, формируемая внешним буром;

$R_2 = 1,5 \text{ м}$  – радиус внешнего бура;

$S = 8,03 \text{ м}^2$  – общая площадь забоя;

$\eta_r = 0,78$  – КПД привода погрузочного устройства;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;

$\rho_{\text{н}} = 1310 \text{ кг/м}^3$  – насыпная плотность измельченной калийной руды;

$H = 3 \text{ м}$  – высота подъема руды загрузочным устройством;

$k_p = 1,55$  – коэффициент разрыхления породы;

$c_1 = 8,35$  и  $c_2 = 0,5$  – параметры формулы (59).

В результате подстановки приведенных данных в зависимость (60) и преобразований получается квадратное уравнение

$$ax^2 + bx + c = av_{\text{п}} + b \cdot \sqrt{v_{\text{п}}} - N_{\text{д}} = 0, \quad (61)$$

где  $x^2 = v_{\text{п}}$ .

Решение этого уравнения дает поступательную скорость комбайна  $v_{\text{п}} = 12,3 \text{ м/ч}$  в случае полного использования номинальной мощности электродвигателей привода рабочего органа. Тогда расчетные затраты мощности на работу центрального бура  $N_1 = 139,4 \text{ кВт}$ , внешнего бура  $N_2 = 74,5 \text{ кВт}$  и погрузочного устройства  $N_r = 13,1 \text{ кВт}$ .

При выполнении расчетов на прочность элементов исполнительного органа необходимо располагать сведениями о потребляемой мощности каждой из его составных частей, приводы которых постоянно совершенствуются [7]. Поэтому целесообразно оценить величины энергозатрат на работу буров в зоне резания и погрузочного устройства комбайна ПКС-8. КПД привода внутреннего бура  $\eta_1 = 0,81$ , внешнего бура и погрузочного устройства  $\eta_2 = \eta_r = 0,78$ . Тогда затраты мощности непосредственно на соосных устройствах исполнительного органа соответственно будут  $N_1 = 107,2 \text{ кВт}$ ,  $N_2 = 58,1$  и  $N_r = 10,2 \text{ кВт}$ . Практически к таким же результатам приводит решение уравнения (60) баланса мощности, в котором вместо третьего

слагаемого используется зависимость, учитывающая удельные энергозатраты на погрузку измельченной породы в соответствии с полученной формулой  $e_{pr} = 0,36v_{п}^{-0,5}$ . Тогда в общем виде

$$N_{г} = e_{pr} S v_{п} = c_{1г} S v_{п}^{1-c_2},$$

а поступательная скорость  $v_{п}$  комбайна определяется из выражения

$$v_{п} = \left[ \frac{N_{д}}{c_1 (S_1 + S_2) + c_{1г} S} \right]^2 \quad (62)$$

и составляет **12,6** м/ч.

Аргументом формул (57), (59) и других является поступательная скорость  $v_{п}$  комбайна, которая не отражает функционального влияния режимов и условий резания на удельные энергозатраты  $e_p$  при измельчении калийной руды. Из общих положений теории резания горных пород [1, 2] и ее применения в горном деле удельные энергозатраты являются функцией толщины  $h$  снимаемой стружки, величина которой, в свою очередь, зависит от конструктивных параметров органа разрушения и режимов резания. В общем случае при работе буров проходческого комбайна толщина стружки

$$h_i = \frac{2\pi}{z_i} \cdot \frac{v_{п}}{3600\omega_i}, \text{ м}, \quad (63)$$

где  $z_i$  – число резцов в линии резания;

$v_{п}$  – рабочая поступательная скорость комбайна, м/ч;

$\omega_i$  – угловая скорость вращения буров, рад/с.

При этом удельные энергозатраты характеризуются зависимостью

$$e_{pi} = c_{1i} h_i^{c_{2i}} = c_{1i} \left( \frac{2\pi}{z_i} \cdot \frac{v_{п}}{3600\omega_i} \right)^{-c_{2i}}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3, \quad (64)$$

где  $h_i$  – в м,  $v_{п}$  – в м/ч,  $\omega_i$  – в рад/с.

Число  $z_i$  резцов в линии резания в общем случае записывается в виде [2]

$$z_i = b_i k_3 / B_i, \quad (65)$$

где  $b_i$  – ширина захвата одного резца с учетом поперечного размера образуемой бороздки;

$k_3$  – общее количество резцов, участвующих в разрушении породы;

$B_i$  – ширина захвата режущего инструмента.

Ширина  $b$  развала бороздки при использовании резцов Д6-20 в качестве режущих элементов исполнительных органов комбайна ПКС-8 составляет 60–65 мм. Общее количество резцов на трех лучах центрального бура  $k_3 = 18$ . Эти резцы измельчают горную породу на ширине  $B_1$  захвата, равной радиусу внутреннего бура ( $R_1 = 1\ 200$  мм). Тогда число резцов в линии резания  $z_1 = bk_3/R_1 \approx 1$ . На четырех лучах внешнего бура установлено 10 резцов. В этом случае ширина захвата  $B_2 = R_2 - R_1$ , где  $R_2 = 1500$  мм – радиус внешнего бура. Отсюда число резцов в линии резания  $z_2 = 2$ . Четыре резца на внешнем контуре наружного бура служат для зачистки забоя и в формировании толщины стружки не участвуют. Затраты мощности при работе этих резцов малы и косвенно учитываются в эмпирической зависимости удельных энергозатрат  $e_{p2}$  от толщины  $h_2$  стружки.

Центральный бур исполнительного органа комбайна ПКС-8 вращается с угловой скоростью  $\omega_1 = 1,38$  рад/с, внешний –  $\omega_2 = 0,73$  рад/с, их параметры  $R_1 = 1,2$  м,  $R_2 = 1,5$  м,  $z_1 = 1$ ,  $z_2 = 2$ .

Для комбайна ПК-8  $R_1 = 1,1$  м,  $R_2 = 1,5$  м,  $z_1 = 1$ ,  $z_2 = 2$ ,  $\omega_1 = 1,35$  рад/с,  $\omega_2 = 0,7$  рад/с.

Модификации эмпирической формулы (64), полученные для исполнительного органа комбайнов ПКС-8 и ПК-8, сведены в табл. 4.

Таблица 4

Формулы для оценки удельных энергозатрат, кВт·ч/м<sup>3</sup>, по толщине снимаемой стружки  $h$ , м, при работе исполнительных органов проходческих комбайнов ПКС-8 и ПК-8

Проходческий комбайн	Внутренний бур	Внешний бур	Погрузочное устройство
ПКС-8	$e_{p1} = 0,297h_1^{-0,5}$	$e_{p2} = 0,289h_1^{-0,5}$	$e_{pr} = 1,0645v_{п}$
ПК-8	$e_{p1} = 0,300h_1^{-0,5}$	$e_{p2} = 0,295h_2^{-0,5}$	

С учетом изложенного уравнение баланса мощности в рассматриваемом случае для комбинированного исполнительного органа комбайна ПКС-8 примет вид

$$\begin{aligned}
 N_d &= N_1 + N_2 + N_r = \\
 &= v_{\text{п}}^{1-c_2} \left[ c_{11} \left( \frac{2\pi}{3600z_1\omega_1} \right)^{-c_2} S_1 + c_{22} \left( \frac{2\pi}{3600z_2\omega_2} \right)^{-c_2} S_2 \right] + \\
 &\quad + \left( e_{\text{пр}} + \frac{g\rho_{\text{п}}H}{3,6 \cdot 10^6} \right) \frac{k_{\text{п}}Sv_{\text{п}}}{\eta_{\text{г}}},
 \end{aligned} \quad (66)$$

где  $c_{11}$  и  $c_{22}$  – коэффициенты для центрального и внешнего буров.

Решение этого уравнения, которое учитывает конструктивные и режимные параметры комбинированного исполнительного органа комбайна ПКС-8, дает поступательную скорость машины  $v_{\text{п}} = 12,2$  м/ч, то есть практически ту же, что и уравнения (60) и (62). *Примем эту скорость подачи комбайна в дальнейших расчетах* при оценке затрат мощности на работу бермовых фрез, отрезных коронок и перемещение комбайна.

Результаты расчетов по уравнению (66) затрат мощности на работу внутреннего бура  $N_1$ , внешнего бура  $N_2$  и зачерпывающе-погрузочного устройства  $N_r$  в функции производительности  $Q$  комбайна ПКС-8 представлены на рис. 6. Анализ этих графических зависимостей свидетельствует о том, что по мере увеличения поступательной скорости комбайна интенсивность нарастания затрат мощности на работу буров постоянно снижается, что является следствием уменьшения удельных энергозатрат  $e_p$  при увеличении толщины  $h$  снимаемой стружки.

Заметим, что эмпирические коэффициенты  $c_{11}$  и  $c_{12}$  (формула (64) и табл. 4) учитывают влияние конструктивных и режимных параметров внутреннего и внешнего буров комбайна ПКС-8 на величину удельных энергозатрат  $e_{\text{рi}}$ . Значения  $c_{11}$  в этом случае близки к 0,3. Если принять в уравнении (66)  $c_{11} = c_{22} = 0,3$ , то расчетное значение поступательной скорости  $v_{\text{п}}$  комбайна ПКС-8 составит 11,8 м/ч.

Бермовые фрезы и отрезные коронки разрушают только часть забоя. Его площадь, обработанная двумя бермовыми фрезами,  $S_6 =$

$= 0,8244 \text{ м}^2$  и двумя отрезными коронками  $S_0 = 0,1406 \text{ м}^2$  без учета возможности регулирования их расположения в пределах  $\pm 0,15 \text{ м}$ .

Бермовая фреза с шириной захвата  $l_1 = 1,13 \text{ м}$  делится на три зоны по расположению зубков. Первая зона с шириной захвата  $0,72 \text{ м}$  предназначена для непосредственного резания породы, вторая шириной  $0,355 \text{ м}$  – для дополнительного измельчения породы, разрушенной бурами комбайна, и третья шириной  $0,055 \text{ м}$  – для зачистки торцевой поверхности забоя. Из общего количества резцов одной бермовой фрезы  $k_3 = 32$  в первой зоне установлено 19 резцов, во второй – 5 и в третьей – 8 резцов.

Площадь торцевой поверхности фрезы представим в виде площади цилиндра, наружный диаметр которого равен диаметру фрезы  $D_6 = 0,6 \text{ м}$ . Длина этого цилиндра из условия равенства площадей  $l_{ц} = 0,15 \text{ м}$ . Тогда условная ширина захвата одной бермовой фрезы  $B_6 = 1,28 \text{ м}$ . По резцам ширина захвата с учетом развала бороздок  $k_3 b = 32 \cdot 0,06 = 1,92 \text{ м}$ . Тогда число резцов в линии резания согласно формуле (65)  $z_3 = k_3 b / B = 1,5$ .

Для отрезной коронки диаметром  $D_k = 0,6 \text{ м}$  и условной ее длине  $B_k = 0,45 \text{ м}$  при общем количестве резцов  $k_3 = 12$  штук и ширине захвата по резцам  $k_3 b = 12 \cdot 0,06 = 0,72 \text{ м}$  число резцов в линии резания  $z_4 = 1,6$ .

Основываясь на формуле (59) для оценки удельных энергозатрат  $e_{p1}$  в функции поступательной скорости  $v_{п}$  комбайна зависимости для определения мощности на резание породы бермовыми фрезами и отрезными коронками принимают соответственно вид

$$N_3 = e_{p1} Q_3 = 8,35 v_{п}^{-0,5} S_6 v_{п} = 8,35 S_6 v_{п}^{0,5}, \text{ кВт}; \quad (67)$$

$$N_4 = e_{p1} Q_4 = 8,35 S_0 v_{п}^{0,5}, \text{ кВт}. \quad (68)$$

Если выразить  $e_{p1}$  в функции толщины  $h$  стружки, то эти формулы запишутся следующим образом:

$$N_3 = e_{p11} h^{-0,5} S_6 v_{п} = 0,157 \left( \frac{4\pi}{3z_3 \cdot 3600\omega_3} \right)^{-0,5} S_6 v_{п}^{0,5}, \text{ кВт}; \quad (69)$$

$$N_4 = e_{p12} h^{-0,5} S_0 v_{п} = 0,107 \left( \frac{4\pi}{3z_4 \cdot 3600\omega_4} \right)^{-0,5} S_0 v_{п}^{0,5}, \text{ кВт}. \quad (70)$$

Расчеты были выполнены для поступательной скорости комбайна ПКС-8  $v_n = 12,2$  м/ч, при которой используется вся установленная мощность  $N_d = 220$  кВт привода соосных буров. Для бермовых фрез  $\omega_3 = 2,2$  рад/с и  $z_3 = 1,5$ ; для отрезных коронок  $\omega_4 = 4,42$  рад/с и  $z_4 = 1,6$ . При этом  $N_3 = 24,1$  кВт и  $N_4 = 4,1$  кВт.

Бермовые фрезы помимо резания и повторного измельчения породы выполняют функцию перемещения части отбитой руды к месту ее зачерпывания погрузочным устройством внешнего бура. Общая площадь выработки  $S = 8,03$  м, площадь, которая обслуживается бермовыми фрезами как транспортирующим устройством:

$$S_T = S - 4R_2(R_2 - l_1) = 5,81 \text{ м}^2,$$

где  $R_2 = 1,5$  м – радиус внешнего бура;

$l_1 = 1,13$  м – ширина захвата одной бермовой фрезы.

Тогда коэффициент  $k_d$ , учитывающий площадь сечения выработки, с которой порода поступает в область зачерпывания,  $k_d = S_T/S = 0,724$ . Поэтому производительность по ходу одной бермовой фрезы при поступательной скорости комбайна ПКС-8  $v_n = 12,2$  м/ч составляет

$$Q_{x1} = k_d (S/2) v_n = 35,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В общем случае производительность одной шнековой фрезы как транспортирующего устройства выражается следующим образом:

$$Q_{ш1} = \frac{1}{2} k_V \psi (1 - k^2) R_{ш}^2 t \omega_3, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (71)$$

где  $k_V$  – коэффициент заполнения породой рабочего пространства шнека;

$\psi$  – коэффициент циркуляции породы в шнеке;

$r_{ш}$  – осредненный внутренний радиус шнека;

$R_{ш}$  – наружный радиус шнека;

$$k^2 = r_{ш}^2/R_{ш}^2;$$

$t$  – шаг витков шнека;

$\omega_3$  – угловая скорость шнека, рад/с.

Мощность на транспортирование породы при полной загрузке шнека

$$N_{\text{ш1}} = \frac{e_{\text{рш}} Q_{\text{ш1}}}{1000 \eta_3}, \quad (72)$$

где  $e_{\text{рш}}$  – удельные энергозатраты на транспортирование породы, Па;  
 $\eta_3$  – КПД привода шнека.

Для одной бермовой фрезы при условии, что  $Q_{\text{ш1}}$  выражена в метрах кубических в час, формула (71) принимает вид

$$Q_{\text{ш1}} = 1800 \varphi \psi (1 - k^2) R_{\text{ш}}^2 t \omega_3, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

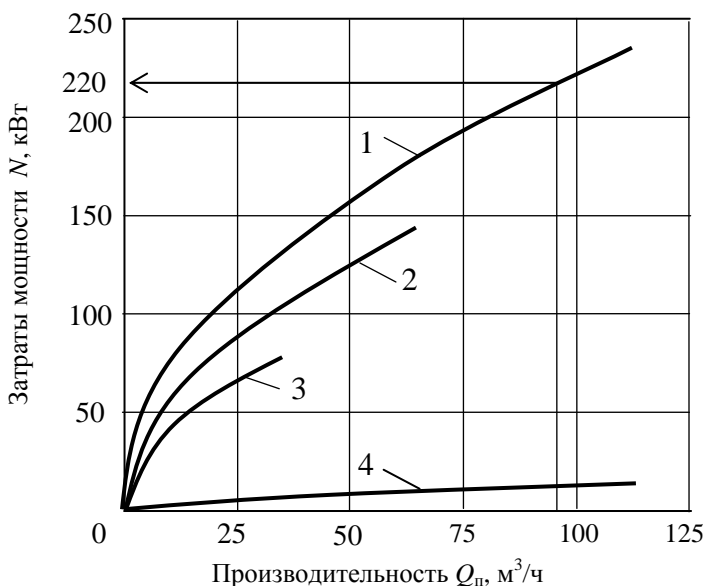


Рис. 6. Характер изменения затрат мощности при работе комбинированного исполнительного органа комбайна ПКС-8:

- 1 – общие затраты; 2 – внутренний бур; 3 – внешний бур;  
 4 – зачерпывающее-погрузочное устройство

При определении  $Q_{\text{ш1}}$  за исходные данные примем следующие значения постоянных величин:

$$r_{\text{ш}} = 0,1 \text{ м}; R_{\text{ш}} = 0,27 \text{ м}; t = 0,3 \text{ м}; \omega_3 = 2,2 \text{ рад/с}.$$



По данным проф. Ф. А. Опейко, для шнековых фрез производство  $(\varphi\psi) \leq 0,5$ , предельное его значение может достигать 0,77 [2]. Тогда производительность бермовой фрезы как транспортирующего устройства  $Q_{ш1} = 37,4 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Коэффициент запаса производительности в рассматриваемом случае при условии, что  $(\varphi\psi) = 0,5$ ,  $k_6 = Q_{ш1}/Q_{к1} = 1,05$ . Такой запас по производительности нельзя признать достаточным.

Для определения мощности, потребляемой бермовыми фрезами как транспортирующими устройствами, воспользуемся методикой проф. Ф. А. Опейко [2], который оценивает удельные энергозатраты  $e_{рш}$  через интенсивность деформаций  $\lambda$  при транспортировании измельченной породы и касательные напряжения  $\tau$  при ее сдвиге (транспортировании):

$$e_{рш} = \sqrt{2} \cdot \lambda \tau, \text{ Па.} \quad (73)$$

В случае определения затрат мощности интенсивность деформаций измельченной породы [2]

$$\lambda = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{\omega_3}{Q_{ш1}} S_{к1}. \quad (74)$$

При резании и транспортировании породы бермовая фреза охватывается со стороны массива половиной цилиндрической поверхности, которую можно рассматривать как кожуш шнека. С противоположной стороны фреза частично (примерно на 25 %) охватывается измельченной породой, которая накапливается между задней подпорной стенкой и самой фрезой. Благодаря этому происходит перемещение измельченной породы вдоль оси фрезы к месту загрузки ковшей погрузочного устройства комбайна. Статический момент площади трения в этом случае относительно оси фрезы  $S_{к1} = 1,5\pi R_{ш}^2 l_1$ . Подставив в (74) выражения для  $Q_{ш1}$  (формула (71)) и  $S_{к1}$ , получим

$$\lambda = \frac{3\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{\pi}{k_V \psi (1 - k^2) z_{ш}} \cdot \frac{l_1}{t}, \quad (75)$$

где  $l_1 = 1,13 \text{ м}$  – длина одной бермовой фрезы.

В рассматриваемом случае  $\lambda = 58,2$ . Касательное напряжение при сдвиге измельченной породы шнеком относительно массива  $\tau = 5\ 000\text{--}7\ 000$  Па. Тогда в случае  $\tau = 6\ 000$  Па удельные энергозатраты при перемещении породы шнековой фрезой согласно формуле (73)  $e_{\text{рш}} = 0,494$  МПа =  $0,137$  кВт·ч/м<sup>3</sup>.

Окончательно мощность для транспортирования горной массы двумя бермовыми фрезами

$$N_{\text{ш}} = 2N_{\text{ш1}} = 2 \frac{e_{\text{рш}} Q_{\text{x1}}}{\eta_3} = \frac{2 \cdot 0,137 \cdot 35,5}{0,78} = 12,5 \text{ кВт.}$$

Общая мощность, потребляемая при работе бермовых фрез и отрезных коронок:

$$N_{3,\text{п}} = N_3 + N_{\text{ш}} + N_4 = 24,1 + 12,5 + 4,1 = 40,7 \text{ кВт.}$$

КПД привода бермовых фрез  $\eta_3 = 0,78$ , отрезных коронок  $\eta_4 = 0,75$  [7]. Тогда непосредственно на резание, измельчение и транспортирование породы бермовыми фрезами расходуется мощность  $N_{3\text{р}} = (N_3 + N_{\text{ш}}) \eta_3 = 28,6$  кВт и отрезными коронками  $N_{4\text{р}} = N_4 \eta_4 = 3,1$  кВт.

Ленточный конвейер предназначен для загрузки транспортного средства, установленного за комбайном. В общем случае мощность для работы конвейера складывается из мощности для подъема измельченной породы на некоторую высоту и из мощности для перемещения этой породы от места загрузки до бункера транспортного средства. При горизонтальной выработке незначительной высотой подъемной части конвейера пренебрегают и в расчетах принимают его полную длину  $l_{\text{к}}$  с учетом длины наклонной части. Тогда мощность для работы конвейера комбайна ПКС-8

$$N'_{\text{к}} = \frac{k_3 k_{\text{к}} (2q_{\text{л}} + q_{\text{п}}) l_{\text{к}} v_{\text{к}}}{1000 \eta_5 \eta_{\text{к}}}, \text{ кВт,} \quad (76)$$

где  $k_3 = 1,1\text{--}1,2$  – коэффициент запаса производительности;

$k_{\text{к}} = 0,2$  – коэффициент сопротивления при перемещении ленты по направляющим устройствам;

$q_{л} = m_{л}g = 15 \cdot 9,81 = 147$  Н/м – вес погонного метра ленты (ГОСТ 20-85, 2ШТС);

$l_{к} = 8,5$  м – рабочая длина конвейера;

$v_{к} = 1,28$  м/с – скорость ленты;

$\eta_5 = 0,85$  – КПД привода конвейера;

$\eta_{к} = 0,4-0,6$  – КПД конвейера (учитывает потери энергии при огибании барабанов лентой и перемещение ее по направляющим);

$q_{п} = k_{р}g\rho_{н}Q_x/v_{к}$  – вес погонного метра горной породы на ленте конвейера, Н/м;

$k_{р} = 1,55$  – коэффициент разрыхления породы;

$\rho_{н} = 1\ 310$  кг/м<sup>3</sup> – насыпная плотность породы;

$Q_x = Sv_{п}/3\ 600$  – производительность по ходу комбайна, м<sup>3</sup>/с;

$S = 8,03$  м<sup>2</sup> – площадь забоя;

$v_{п} = 12,2$  м/ч – поступательная скорость комбайна.

При этих данных и горизонтальном расположении конвейера  $N'_к = 5,52$  кВт.

Предельный угол наклона выработки при эксплуатации комбайна  $\alpha = \pm 15^\circ$ . В том случае, когда комбайн перемещается под уклон или в гору, появляется дополнительная погонная нагрузка от горизонтальной составляющей веса породы на ленте конвейера  $q_{п} \sin 15^\circ$ . Кроме этого, при сохранении первоначального положения конвейера мощность  $N''_к$  расходуется и для подъема породы на высоту  $h_{к} = l_{к} \sin 15^\circ$ . В этом случае

$$N'_к = \frac{k_3 k_{к} [2q_{л} + q_{п} (1 + \sin 15^\circ)] l_{к} v_{к}}{1000 \eta_5 \eta_{к}}, \text{ кВт}; \quad (77)$$

$$N''_к = \frac{k_3 k_{р} g \rho_{н} S v_{п} l_{к} v_{к}}{3,6 \cdot 10^6 \eta_5 \eta_{к}}, \text{ кВт}. \quad (78)$$

В итоге расчета по формулам (77) и (78)  $N'_к = 6,35$  кВт,  $N''_к = 4,21$  кВт и  $N_{к} = 10,56$  кВт при установленной мощности электродвигателя  $N_{д} = 15$  кВт.

Для определения затрат мощности на рабочее передвижение комбайна необходимы сведения об усилии подачи  $P_{п}$  комбинированного

исполнительного органа. По данным [1, 2] усилие подачи  $P_{\text{п}}$  пропорционально усилию резания  $P_{\text{р}}$ , т. е.

$$P_{\text{п}} = k_{\text{п}} P_{\text{р}},$$

где  $k_{\text{п}} = 0,1-1,0$  – коэффициент пропорциональности, величина которого зависит от конструктивных особенностей резцов и параметров резания.

Учитывая, что в настоящей работе определены затраты мощности для работы каждого из узлов комбинированного исполнительного органа комбайна, расчет величины усилия подачи при поступательной скорости  $v_{\text{п}} = 12,2$  м/ч, которая соответствует полному использованию мощности привода  $N_{\text{д}} = 220$  кВт, можно существенно упростить. В этом случае усилие подачи комбинированного исполнительного органа комбайна

$$P_{\text{п}} = 1000k_{\text{п}} \left( \frac{\sqrt{2}N_1}{R_1\omega_1} + \frac{\sqrt{2}N_2}{\omega_2\sqrt{R_2^2 + R_1^2}} + \frac{N_3}{R_3\omega_3} + \frac{N_4}{R_0\omega_4} \right), \text{ Н.} \quad (79)$$

Кроме усилия подачи механизм передвижения комбайна преодолевает сопротивления передвижению самого комбайна и бункера-перегрузателя. С учетом угла наклона выработки сопротивление движению заполненного бункера-перегрузателя при движении в гору

$$P_{\text{кр}} = \mu_{\text{к}}(m_{\text{б}} + m_{\text{р}})g \cos \alpha + (m_{\text{б}} + m_{\text{п}})g \sin \alpha, \text{ Н.} \quad (80)$$

где  $\mu_{\text{к}}$  – коэффициент сопротивления движению бункера-перегрузателя;

$m_{\text{б}}$  – масса бункера-перегрузателя;

$m_{\text{р}}$  – масса руды в бункере;

$\alpha$  – угол подъема выработки.

Сила сопротивления движению самого комбайна

$$P_{\text{к}} = (\mu + k)m_{\text{к}}g \cos \alpha + m_{\text{к}}g \sin \alpha + (\mu + k)P'_z, \quad (81)$$

где  $\mu$  – коэффициент сопротивления деформированию почвы выработки гусеничным ходом;

$k$  – коэффициент внутреннего сопротивления в гусеничном движителе;

$m_k$  – масса комбайна;

$P'_z$  – вертикальная составляющая реакций породы на исполнительные органы.

При уравнивании внешнего и внутреннего буров составляющая  $P'_z$  в соответствии определится выражением

$$P'_z = 1000 \cdot \left( \frac{N_3}{R_3 \omega_3} + \frac{N_4}{R_0 \omega_4} \right), \text{ Н.} \quad (82)$$

Как и для шнековых фрез очистного комбайна, принимаем, что в наихудшем случае вертикальная составляющая реакций породы равна приведенной силе резания и прижимает комбайн к почве выработки.

Тогда общая сила сопротивления движению

$$P_c = P_n + P_{кр} + P_k, \quad (83)$$

где  $P_n$ ,  $P_{кр}$  и  $P_k$  определяются формулами (79)–(82).

Вычислим значения этих сил сопротивления при следующих исходных данных:

$P'_z = 39\,610$  Н;  $k_n = 1$ ;  $N_1 = 132,4$  кВт;  $N_2 = 74,5$  кВт;  $N_3 = 24,1$  кВт;  $N_{ш} = 12,5$  кВт;  $N_4 = 4,1$  кВт;  $R_1 = 1,2$  м;  $R_2 = 1,5$  м;  $R_3 = 0,3$  м;  $R_{ш} = 0,27$  м;  $R_0 = 0,3$  м;  $\omega_1 = 1,38$  рад/с;  $\omega_2 = 0,73$  рад/с;  $\omega_3 = 2,2$  рад/с;  $\omega_4 = 4,42$  рад/с;  $\alpha = 15^\circ$ ;  $m_\sigma = 7\,500$  кг;  $m_n = 15\,000$  кг;  $m_k = 59\,000$  кг;  $\mu_k = 0,2$ ;  $\mu = 0,02$ ;  $k = 0,08$ ;  $v_n = 12,2$  м/ч.

Часть этих данных взята из технической характеристики комбайна ПКС-8, а часть определена в предыдущих расчетах. В результате расчетов получены следующие значения сил:  $P_n = 227\,810$  Н,  $P_{кр} = 99\,770$  Н,  $P_k = 209\,670$  Н. Общая сила сопротивления может достигать, таким образом, величины порядка  $537\,250$  Н, что совпадает с данными [3]. Это значение является, конечно, экстремальным. При средних значениях коэффициента  $k_n$  пропорциональности

и других коэффициентов сила сопротивления составляет примерно 470 000 Н. Мощность на передвижение в рабочем режиме при полностью загруженном бункере

$$N_{\text{п}} = \frac{v}{3,6 \cdot 10^6 (1 - \varepsilon) \eta_r \eta} P_c = \frac{12,2 \cdot 470\,000}{3,6 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,02) \cdot 0,6 \cdot 0,78} = 3,47 \text{ кВт},$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент буксования;

$\eta_r$  и  $\eta$  – гидравлический и механический КПД привода механизма передвижения.

При передвижении комбайна ПКС-8 с порожним бункером-перегрузателем в прицепе на маневренной скорости  $v = 320$  м/ч затраты мощности составляют 46,3 и 40 кВт без бункера.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаются общие принципы подхода к использованию балансовых соотношений для мощности и производительности с целью однозначного определения предельных режимов работы исполнительных органов мобильных горных машин. Приведенные примеры использования балансовых уравнений в расчетах горных машин далеко не исчерпывают всех задач, для решения которых они могут эффективно применяться. Например, определение мощностей для привода отдельных механизмов и соответственно – расчета этих приводов, определение ширины захвата комбайна при известных мощности пласта и двигателя, используемого для привода органа разрушения и т. п. Эти соотношения могут быть положены в основу математических моделей оптимизации как конструктивных, так и режимных параметров машин. Вместе с тем данные, полученные в примерах, указывают на то, что используемые в ОАО ПО «Беларуськалий» очистные комбайны могут эксплуатироваться с более высокими скоростями.

Получены также соотношения, позволяющие несколькими способами исследовать баланс мощности проходческих комбайнов.

Предложен также метод разбивки общих затрат мощности по элементам комбинированного исполнительного органа комбайнов серии ПК. Этот способ может быть использован при анализе энергозатрат на работу других сложных устройств разрушения горных пород.

В результате выполненных исследований по одному из вариантов использования балансовых соотношений по мощности и производительности для горных машин определены затраты мощности на работу основных механизмов проходческого комбайна с соосными роторами. Выполненные расчеты дали хорошее совпадение как с результатами экспериментов, проведенных в ОАО "ПО «Беларуськалий»", так и с опытом эксплуатации подобных комбайнов. Вместе с тем полученные результаты требуют дальнейших уточнений в части определения значений некоторых величин, входящих в расчетные формулы. Это позволит не только уточнить затраты мощности на работу механизмов, но и рационально выбрать основные конструктивные размеры, а также режимные параметры их работы.

Результаты предназначены для использования в учебном процессе при изучении курса «Горные машины и оборудование» и выполнении студентами курсовых и дипломных проектов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Солод, В. И. Горные машины и автоматизированные комплексы / В. И. Солод, В. И. Зайков, К. М. Первов. – М. : Недра, 1981. – 503 с.
2. Опейко, Ф. А. Торфяные машины. – Минск : Вышэйшая школа, 1968. – 408 с.
3. Смычник, А. Д. Технология и механизация разработки калийных месторождений / А. Д. Смычник, Б. А. Богатов, С. Ф. Шемет. – Минск : Юнипак, 2004. – 324 с.
4. Шаповалов, В. И. Выбор основных параметров шнекового исполнительного органа очистного комбайна / В. И. Шаповалов, Е. П. Лембович // Проблемы технологии и механизации разработки месторождений полезных ископаемых : сб. научн. тр. Междунар. НПК. – Минск : БНТУ. – Ч. 1. – С. 155–157.
5. Зайков, В. И. Эффективное применение комбайновых исполнительных органов различных типов при разработке калийных полей / В. И. Зайков // Расчет и конструирование горных машин и комплексов : сб. научн. тр. / ред. А. В. Топчиев. – М. : Недра, 1971. – С. 56–66.
6. Зайков, В. И. Исследование режимов работы приводов исполнительных органов и подачи комбайнов ПК-8 и ПК-10 / В. И. Зайков, В. В. Солодухин // Расчет и конструирование горных машин и комплексов / ред. А. В. Топчиев. – М. : Недра, 1971. – С. 185–194.
7. Басалай, Г. А. Приводы соосных роторов исполнительного органа проходческого комбайна / Г. А. Басалай, М. И. Зубрицкий, И. А. Конопляник // Горная механика. – 2007. – № 4. – С. 7–13.



**ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ В ГОРНОМ ДЕЛЕ  
(СИСТЕМА СИ)**

*Общие понятия*

Изучение расчета горного оборудования требует от студентов свободного обращения со всеми физическими показателями пород, знания их численных значений, представления о применении свойств для расчета различных воздействий в процессах горного производства. Каждая горная порода характеризуется целым рядом величин, которые изменяются при переходе породы из одного состояния в другое. Связь между этими величинами, присущими как отдельным породам, так и в множествах пород, принято описывать в математической форме с помощью физических уравнений, которые отличаются от математических, где символы означают отвлеченные числа. В физических уравнениях под символами понимают физические величины, различные в качественном отношении. Эти уравнения позволяют описать не только количественную, но, в известной степени, качественную сторону физических явлений.

Таким образом, физические уравнения представляют собой не более чем описания в математической форме (математические модели) тех или иных физических ситуаций. Поэтому физические уравнения нельзя отрывать от этих ситуаций, рассматривать изолированно от них.

Математические действия над символами, фигурирующими в физических уравнениях, следует интерпретировать не в прямом, а в более широком смысле, как способ отображения характера связей между величинами в объектах или явлениях, описываемых этими уравнениями. Так, например, в известном выражении связи между плотностью  $\rho$  породы, ее массой  $m$  и объемом  $V$  ( $\rho = m/V$ ) математическую операцию над символами  $m$  и  $V$  можно принимать не как простое деление одного количества на другое, а в более широком смысле – как выражение взаимосвязи между количественной и качественной сторонами массы, объема и плотности. Приведенное уравнение определяет плотность как величину, которая возрастает с увеличением массы образца породы и уменьшается с увеличением ее объема.

Сформулированный взгляд на физические уравнения принят в международном стандарте ИСО 31/0–74, в котором зафиксированы основные положения о величинах, единицах и размерностях. Остановимся кратко на этих понятиях.

**Физическая величина** – свойство, общее в качественном отношении физическим объектам (физическим системам, их состояниям и происходящим в них процессам), но в количественном – индивидуальное для каждого объекта. Таким образом, физической величиной можно назвать как обобщенное понятие (длину, массу, температуру и т. д. без привязки к конкретному объекту), так и индивидуальную особенность объекта или явления (массу данного тела, напряженность магнитного поля в заданной точке пространства и т. д.). Если имеют в виду величину во втором смысле, то к названию величины добавляют название объекта (плотность горной породы, удельная электропроводность горной породы и т. д.).

Для каждой из величин принимают **единицу**, которая по физическому содержанию не отличается от соответствующей величины, но имеет вполне определенный фиксированный размер.

Физические величины по отношению к единицам – первичные понятия, без введения величин нельзя говорить о единицах. Тесная связь между величиной и ее единицей, тождественность их физического содержания приводит к заключению, что **размерности** следует относить как к одним, так и к другим.

**Размерность** обычно выражают степенным одночленом с коэффициентом, равным 1, в котором аргументами служат размерности *основных величин*. Поэтому понятие **размерность** можно определить как характеристику физической величины, которая в общем виде отражает связь ее с величинами, принятыми за **основные**.

Размерности имеют не только количественное содержание. Они отражают и качественную сторону величин, их место в размерной системе. Качественная сторона размерностей подчеркивается тем, что для них не существует действий сложения и вычитания. Умножение и деление размерностей может привести к размерностям других физических величин. Примем для примера базис, состоящий из размерностей длины  $L$ , массы  $M$ , времени  $T$  и покажем, что размерности не полностью раскрывают физическую сущность величин. Известно, что существует много величин, по физическому содержанию совершенно различных, но имеющих одинаковые размерности.

Таковы, например, работа и момент силы (размерность  $L^2MT^{-2}$ ), объем и статический момент площади ( $L^3$ ), кинематическая вязкость и температуропроводность (размерность  $L^2T^{-1}$ ).

Размерные системы обычно обозначают с помощью символов размерностей основных величин, входящих в базис.

Объективная количественная информация о физической величине может быть получена при условии ее выражения в общепринятой единице. В принципе, для каждой физической величины можно выбрать единицу произвольно, независимо от других единиц, например, для длины – метр или фут, для массы – килограмм или фунт, для мощности – ватт или лошадиную силу и т. д. Однако еще К. Гаусс ввел в науку правило образовывать производные единицы, связанные с исходными. Широкое применение получили системы единиц, которые обусловлены наличием между величинами связей, существующих в реальных объектах или явлениях и выражаемых в виде физических уравнений. Поскольку производные величины вводятся с помощью уравнений, определяющих их через другие величины, то и единицы образуют посредством использования этих же уравнений.

Общий метод построения системы единиц заключается в следующем: выбирают основные единицы (обычно это единицы основных величин) и далее по уравнениям связи между величинами, принимая входящие в них величины равными единицам, образуют производные единицы.

### *История развития систем единиц физических величин*

Метрическая система мер зародилась во Франции в середине XVIII века. Она была основана на единице длины – метре. Единицы других величин были производными от метра и килограмма. Метрическая система мер была первой системой связанных между собой единиц длины, площади, объема и массы. В 1832 г. немецкий математик К. Гаусс предложил метод построения совокупности единиц для более широкого круга величин. В качестве основных единиц были использованы для длины – миллиметр, для массы – миллиграмм и для времени – секунда. Выбор основных величин, сделанный Гауссом, следует считать удачным, так как пространство и время являются основными формами существования материи. Однако для практического применения размеры основных единиц оказались неудобными.

В Англии в 1860–1870 гг. была разработана система единиц СГС, в которой за основные единицы были приняты **сантиметр, грамм и секунда**. В этой системе для производных единиц силы и работы использовались наименования **дина** и **эрг**. Для электрических и магнитных единиц, построенных на основе системы СГС, были предложены системы СГСЭ и СГСМ.

В конце XIX века появилась система МКГСС, основными единицами которой являются **метр (м), килограмм-сила (кгс) и секунда (с)**. Эта система получила наибольшее распространение в механике, теплотехнике и родственных с ними областях. В 1919 г. во Франции была принята система МТС, в которой за основные единицы были взяты **метр (м), тонна (т) и секунда (с)**. Эта система была распространена в 1929 г. стандартом СССР на механические единицы.

В 1901 г. итальянский физик Л. Джорджи предложил систему механических единиц, построенных на единицах **метр (м), килограмм-масса (кг) и секунда (с)**. Эта система получила сокращенное название МКС. Преимущество системы МКС по сравнению с другими системами механических единиц состояло в том, что ее легко можно было связать с практической системой электрических и магнитных единиц, так как единица работы (джоуль) и мощности (ватт) в этих двух системах совпадали. Систему же МКГСС невозможно связать с практическими электрическими единицами, а единицы системы СГС, применяемой физиками, были слишком неудобными для использования в различных отраслях техники.

В XX веке для выражения механических величин получили широкое распространение два класса систем единиц: *физические системы* (СГС, МТС, МКС) и *техническая система* (МКГСС). Первые основаны на системе величин длина – масса – время, вторая – на системе длина – сила – время, в которой за основную величину вместо массы принята сила. Очевидно, что и размерности величин, зависящих от массы и силы, в этих двух системах различны. Естественно, различаются и единицы: единица плотности в системе МКС  $1 \text{ кг/м}^3$ , в системе МКГСС –  $1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4 = 9,80665 \text{ кг/м}^3$ . Это равенство можно увидеть во всех книгах и справочниках по единицам измерений, хотя теоретически может возникнуть вопрос: возможно ли выразить соотношение между единицами плотности в виде простого равенства. Однако такой вопрос не возникает, если твердо усвоено, что плотность есть физическая величина и ее содержание не изменяется

при переходе от одной системы единиц к другой и, следовательно, различие размерностей на нее не влияет. Здесь просто представлены два способа описания одной и той же объективной реальности, которые ее существования не изменяют. В этом и находит проявление принцип инвариантности величин. Таким образом, размерности величин не могут повлиять на их физическое содержание. Поэтому величине можно приписывать разные размерности, однако все ее единицы, к каким бы системам они ни принадлежали, имеют одинаковую с ней природу и могут различаться только по размеру, то есть чисто в количественном соотношении. Следовательно, переводные множители должны быть отвлеченными числами, и в уравнениях связи между единицами следует ставить знак равенства.

### *Характеристика международной системы единиц СИ*

Международная система единиц (СИ) была принята Генеральной Конференцией по мерам и весам (Париж, 1960). В настоящее время, с внесенными изменениями и дополнениями, она характеризуется как когерентная система единиц и принята к обязательному применению согласно ГОСТ 8.417–81. Этот стандарт распространяется на все виды деятельности, а также на научные исследования и публикации их результатов, на учебный процесс во всех учебных заведениях, на учебники и учебные пособия.

Основные и дополнительные единицы системы СИ приведены в табл. П1.

### *Определение основных и дополнительных единиц СИ*

**Метр** равен расстоянию, проходимому в вакууме плоской электромагнитной волной за  $1/299792458$  долю секунды.

**Килограмм** равен массе международного прототипа килограмма.

**Секунда** равна  $9192631770$  периодам излучения, соответствующего переходу между двумя сверхтонкими уровнями основного состояния атома цезия-133.

**Ампер** равен силе неизменяющегося тока, который при прохождении по двум параллельным проводникам бесконечной длины и ничтожно малой площади кругового поперечного сечения, расположенными в вакууме на расстоянии 1 м один от другого, вызвал бы на участке проводника длиной 1 м силу взаимодействия, равную  $2 \cdot 10^{-7}$  Н.

## Основные и дополнительные единицы системы СИ

	Наименование физической величины	Размерность	Единицы		
			Наименование	Обозначение	
				Международное	Русское
Основные	Длина	$L$	метр	<b>m</b>	<b>м</b>
	Масса	$M$	килограмм	<b>kg</b>	<b>кг</b>
	Время	$T$	секунда	<b>s</b>	<b>с</b>
	Сила электрического тока	$I$	ампер	<b>A</b>	<b>А</b>
	Термодинамическая температура	$\theta$	кельвин	<b>K</b>	<b>К</b>
	Количество вещества	$N$	моль	<b>mol</b>	<b>моль</b>
	Сила света	$J$	кандела	<b>cd</b>	<b>кд</b>
Дополнительные	Плоский угол		радиан	<b>rad</b>	<b>рад</b>
	Телесный угол		стерадиан	<b>sr</b>	<b>ср</b>

**Кельвин** равен  $1/273,16$  части термодинамической температуры тройной точки воды.

**Моль** равен количеству вещества системы, содержащей столько же структурных элементов, сколько содержится атомов в углероде–12 массой  $0,012$  кг.

**Кандела** равна силе света в заданном направлении источника, испускающего монохроматическое излучение частотой  $540 \cdot 10^{12}$  Гц, энергетическая сила света которого в этом направлении составляет  $1/683$  Вт/ср.

**Радиан** равен углу между двумя радиусами окружности, длина дуги между которыми равна радиусу.

**Стерадиан** равен телесному углу с вершиной в центре сферы, вырезающему на поверхности сферы площадь, равную площади квадрата со стороной, равной радиусу сферы.

**Производные единицы СИ**

Наименования и обозначения большинства производных единиц СИ образованы как сочетание наименований или обозначений основ-

ных и дополнительных единиц СИ, например, метр в секунду (м/с), метр на секунду в квадрате (м/с<sup>2</sup>), килограмм на кубический метр (кг/м<sup>3</sup>) и т. д. Электрические и магнитные единицы СИ образуются по уравнениям в рационализированной форме для четырехразмерной системы единиц, в которой в качестве четвертой основной величины принята сила тока, выражаемая в амперах. Для обозначения тепловых единиц, кроме единиц длины, массы и времени, используется четвертая основная величина – термодинамическая температура, выраженная в кельвинах.

Примеры производных единиц СИ приведены в табл. П2.

Таблица П2

Примеры производных единиц СИ, наименования которых образованы из наименований основных и дополнительных единиц

Величина		Единица		
Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение	
			Международное	Русское
Площадь	L <sup>2</sup>	квадратный метр	м <sup>2</sup>	м <sup>2</sup>
Объем	L <sup>3</sup>	кубический метр	м <sup>3</sup>	м <sup>3</sup>
Скорость	LT <sup>-1</sup>	метр в секунду	м/с	м с
Угловая скорость	T <sup>-1</sup>	радиан в секунду	rad/s	рад/с
Ускорение	LT <sup>-2</sup>	метр на секунду в квадрате	м/с <sup>2</sup>	м/с <sup>2</sup>
Угловое ускорение	T <sup>-2</sup>	радиан на секунду в квадрате	rad/s <sup>2</sup>	рад/с <sup>2</sup>
Волновое число	L <sup>-1</sup>	метр в минус первой степени		
Плотность	L <sup>-3</sup> M	килограмм на кубический метр	kg/m <sup>3</sup>	кг/м <sup>3</sup>
Удельный объем	L <sup>3</sup> M <sup>-1</sup>	кубический метр на килограмм	м <sup>3</sup> /kg	м <sup>3</sup> /кг
Плотность электрического тока	L <sup>-2</sup> I	ампер на квадратный метр	A/m <sup>2</sup>	A/м <sup>2</sup>
Напряженность магнитного поля	L <sup>-1</sup> I	ампер на метр	A/m	A/м
Молярная концентрация	L <sup>-3</sup> N	моль на кубический метр	mol/m <sup>3</sup>	моль/м <sup>3</sup>

Величина		Единица		
Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение	
			Международное	Русское
Поток ионизирующих частиц	$T^{-1}$	секунда в минус первой степени	$s^{-1}$	$c^{-1}$
Плотность потока частиц	$L^{-2} T^{-1}$	секунда в минус первой степени на метр в минус второй степени	$s^{-1} m^{-2}$	$c^{-1} \cdot m^{-2}$
Яркость	$L^{-2} J$	кандела на квадратный метр	$cd/m^2$	$кд/м^2$

Ряду производных единиц СИ присвоены специальные наименования и обозначения в честь ученых, например, герц (Гц), ньютон (Н), паскаль (Па) и другие. Эти величины широко используются в горных науках, однако не отражают в такой записи физическую сущность различных параметров, характеризующих те или иные величины, имеющие отношение к горному делу. Поэтому представляется целесообразным выразить эти величины через основные и дополнительные единицы СИ (табл. П3).

Таблица П3

Производные единицы СИ, имеющие специальные наименования

№ п/п	Величина		Единица		
	Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение	Выражение через основные и дополнительные единицы СИ
1	Частота	$T^{-1}$	герц	Гц	$c^{-1}$
2	Сила, вес	$L M T^{-2}$	ньютон	Н	$m \cdot кг \cdot c^{-2}$
3	Давление, механическое напряжение, модуль упругости	$L^{-1} M T^{-2}$	паскаль	Па	$m^{-1} \cdot кг \cdot c^{-2}$ ( $H \cdot m^{-2}$ )
4	Энергия, работа, количество теплоты	$L^2 M T^{-2}$	джоуль	Дж	$m^2 \cdot кг \cdot c^{-2}$ ( $H \cdot m$ )
5	Мощность, поток энергии	$L^2 M T^{-3}$	ватт	Вт	$m^2 \cdot кг \cdot c^{-3}$ ( $H \cdot m \cdot c^{-1}$ )



№ п/п	Величина		Единица		
	Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение	Выражение через основные и дополнительные единицы СИ
6	Количество электричества (электрический заряд)	$T I$	кулон	Кл	$C \cdot A$
7	Электрическое напряжение, электрический потенциал, разность электрических потенциалов, электродвижущая сила	$L^2 M T^{-3} I^{-1}$	вольт	В	$m^2 \cdot kg \cdot c^{-3} \cdot A^{-1}$
8	Электрическая емкость	$L^{-2} M^{-1} T^4 I^2$	фарада	Ф	$m^{-2} \cdot kg^{-1} \cdot c^4 \cdot A^2$
9	Электрическое сопротивление	$L^2 M T^3 I^{-2}$	ом	Ом	$m^2 \cdot kg \cdot c^{-3} \cdot A^{-2}$
10	Электрическая проводимость	$L^2 M T^{-3} I^{-2}$	сименс	См	$m^2 \cdot kg^{-1} \cdot c^3 \cdot A^2$
11	Магнитный поток, поток магнитной индукции	$L^2 M T^{-2} I^{-1}$	вебер	Вб	$m^2 \cdot kg \cdot c^{-2} \cdot A^{-1}$
12	Плотность магнитного потока, магнитная индукция	$M T^{-2} I^{-1}$	тесла	Тл	$kg \cdot c^{-2} \cdot A^{-1}$
13	Индуктивность	$L^2 M T^{-2} A^{-2}$	генри	Гн	$m^2 \cdot kg \cdot c^{-2} \cdot A^{-2}$
14	Активность нуклида в радиоактивном источнике (активность радионуклида)	$T^{-1}$	беккерель	Бк	$c^{-1}$
15	Поглощенная доза излучения, керма, показатель поглощенной дозы (поглощенная доза ионизирующего излучения)	$L^2 T^{-2}$	грей	Гр	$m^2 \cdot c^{-2}$
16	Эквивалентная доза излучения	$L^2 T^{-2}$	зиверт	Зв	$m^2 \cdot c^{-2}$

В табл. П4 приведены примеры производных единиц СИ, наименования которых образованы с использованием специальных наименований, приведенных в табл. ПЗ.

Таблица П4

Примеры производных единиц СИ, наименования которых образованы с использованием специальных наименований, приведенных в табл. П3

№ п/п	Величина		Единица			
	Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение		Выражение через основные и дополнительные единицы СИ
				Международное	Русское	
1	Момент силы	$L^2 M T^{-2}$	ньютон-метр	N m	Н м	$m^2 \cdot кг \cdot c^{-2}$
2	Поверхностное натяжение	$M T^{-2}$	ньютон на метр	N/m	Н/м	$кг \cdot c^{-2}$
3	Динамическая вязкость	$L^{-1} M T^{-1}$	паскаль-секунда	Pa·s	Па·с	$m^{-1} \cdot кг \cdot c^{-1}$
4	Пространственная плотность электрического заряда	$L^{-3} T I$	кулон на кубический метр	C/m <sup>3</sup>	Кл/м <sup>3</sup>	$m^{-3} \cdot c \cdot A$
5	Электрическое смещение	$L^{-2} T I$	кулон на квадратный метр	C/m <sup>2</sup>	Кл/м <sup>2</sup>	$m^{-2} \cdot c \cdot A$
6	Напряженность электрического поля	$L M T^{-3} I^{-1}$	вольт на метр	V/m	В/м	$m \cdot кг \cdot c^{-3} \cdot A^{-1}$
7	Абсолютная диэлектрическая проницаемость	$L^{-3} M^{-1} T^4 I^2$	фарад на метр	F/m	Ф/м	$m^3 \cdot кг^{-1} \cdot c^4 \cdot A^2$
8	Абсолютная магнитная проницаемость	$L M T^{-2} I^{-2}$	генри на метр	H/m	Гн/м	$m \cdot кг \cdot c^{-2} \cdot A^{-2}$
9	Удельная энергия	$L^2 T^{-2}$	джоуль на килограмм	J/kg	Дж/кг	$m^2 \cdot c^{-2}$
10	Теплоемкость системы, энтропия системы	$L^2 M T^{-2} \Theta^{-1}$	джоуль на кельвин	J/K	Дж/К	$m^2 \cdot кг \cdot c^{-2} \cdot K^{-1}$
11	Удельная теплоемкость, удельная энтропия	$L^2 T^{-2} \Theta^{-1}$	джоуль на килограмм-кельвин	$\frac{J}{kg \cdot K}$	$\frac{Дж}{кг \cdot К}$	$m^2 \cdot c^{-2} \cdot K^{-1}$

№ п/п	Величина		Единица			
	Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение		Выражение через основные и дополнительные единицы СИ
				Международное	Русское	
12	Поверхностная плотность потока энергии	$M T^{-3}$	ватт на квадратный метр	$W/m^2$	Вт/м <sup>2</sup>	$кг \cdot c^{-3}$
13	Теплопроводность	$L M T^{-3} \Theta^{-1}$	ватт на метр-кельвин	$\frac{W}{m \cdot K}$	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	$м \cdot кг \cdot c^{-3} \cdot К^{-1}$
14	Молярная внутренняя энергия	$L^2 M T^{-2} N^{-1}$	джоуль на моль	$\frac{J}{mol}$	$\frac{Дж}{моль}$	$\frac{м^2 \cdot кг \cdot c^{-2}}{моль^{-1}}$
15	Молярная энтропия, молярная теплоемкость	$L^2 M T^{-2} \Theta^{-1} N^{-1}$	джоуль на моль-кельвин	$\frac{J}{mol \cdot K}$	$\frac{Дж}{моль \cdot К}$	$\frac{м^2 \cdot кг \cdot c^{-2}}{К^{-1} \cdot моль^{-1}}$
16	Экспозиционная доза (рентгеновского и гамма-излучения)	$M^{-1} T I$	кулон на килограмм	C/kg	Кл/кг	$кг^{-1} \cdot c \cdot A$
17	Мощность поглощенной дозы	$L^2 T^{-3}$	грей в секунду	Gy/s	Гр/с	$м^2 \cdot c^{-3}$

### *Десятичные кратные и дольные единицы*

В соответствии с международным стандартом ИСО 31/0–74 десятичные и дольные единицы не являются единицами СИ. Для их обозначения предусмотрены множители, равные  $10^n$ , где  $n$  – целое положительное или отрицательное число, и приставки к наименованиям единиц по одной для каждого множителя. Этот способ был принят еще при создании метрической системы мер и позволяет легко пересчитывать числовые значения величин при переходе от единиц СИ к кратным и дольным от них и обратно или от одних кратных и дольных единиц к другим. Перечень множителей и приставок приведен в табл. П5.

**Множители и приставки для обозначения десятичных кратных  
и дольных единиц и их наименований**

Множитель	Приставка			Множитель	Приставка		
	Наименование	Обозначение			Наименование	Обозначение	
		Международное	Русское			Международное	Русское
$10^{18}$	экса	Е	Э	$10^{-18}$	деци	d	Д
$10^{15}$	пета	P	П	$10^{-15}$	санти	с	с
$10^{12}$	тега	T	Т	$10^{-12}$	милли	m	м
$10^9$	гига	G	Г	$10^{-9}$	микро	μ	мк
$10^6$	мега	M	М	$10^{-6}$	нано	n	н
$10^3$	кило	K	К	$10^{-3}$	пико	p	п
$10^2$	гекто	H	Г	$10^{-2}$	фемто	f	ф
10	дека	da	да	10	атто	a	а

***Применение единиц по ГОСТ 8.417–81 ГСИ.  
Единицы физических величин в горном деле***

В настоящее время под *горным делом* понимают область науки и производства, относящуюся к способам и средствам деятельности при разведке месторождений, разработке их и первичной переработке любых видов полезных ископаемых, а также при строительстве предприятий и подземных сооружений различного назначения.

Горное дело изучает процессы разработки месторождений полезных ископаемых в тесной взаимосвязи с геологическими условиями их залегания, физические процессы и явления, происходящие в горных породах, технологию комплексного извлечения полезных компонентов из добытых ископаемых, их первичной переработки, вопросы строительства горных предприятий, создание специализированных горных и транспортных машин, а также экономику и организацию горного производства.

На современном этапе развития горного дела возникла необходимость на достаточно строгой методологической основе разрабо-

тать и осуществить целостную структуру горного производства, которая должна в единстве увязать геологические, технологические, экономические, социальные и экологические аспекты горного производства. Все это обуславливает необходимость использования единой системы измерения различных величин в горном деле. Однако до настоящего времени в различных разделах горной науки применяется большое число единиц, не входящих в СИ. К ним относятся единицы других систем (СГС, МКГСС и др.), внесистемные единицы (калория, лошадиная сила и др.), производные единицы, образованные из внесистемных единиц (грамм на миллилитр, килокалория в час и др.), кратные и дольные единицы с особыми наименованиями и образованные неправильно (микрон, миллимикрон, мегатонна, тонна-сила, центнер и др.).

В табл. П6 приведены соотношения некоторых изъятых из употребления внесистемных единиц с единицами СИ, в табл. П7 – допускаемых к применению наравне с единицами СИ.

Таблица П6

Соотношения изъятых из употребления внесистемных единиц с единицами СИ

№ п/п	Наименование величины	Единицы			Соотношение с единицами СИ
		Наименование	Обозначение		
			Международное	Русское	
1	Длина	ангстрем	Å	А	$10^{-10}$ м
		икс-единица	X	икс-ед.	$1,00206 \cdot 10^{-13}$ м
		микрон	и	мк	$10^{-6}$ м
2	Площадь	барн	b	б	$10^{-28}$ м <sup>2</sup>
		ар	a	а	100 м <sup>2</sup>
3	Масса	центнер	q	ц	100 кг
4	Ускорение	гал	Gal	Гал	$0,01$ м·с <sup>-2</sup>
5	Сила, вес	дина	dyn	дин	$10^{-5}$ Н
		килограмм-сила	kgf	кгс	9,80665 Н
		килопонд	kp	–	9,80665 Н
		грамм-сила	gf	гс	$9,80665 \cdot 10^{-3}$ Н
		понд	p	–	$9,80665 \cdot 10^{-3}$ Н
	тонна-сила	tf	тс	9806,65 Н	

Продолжение табл. П6

№ п/п	Наименование величины	Единицы			Соотношение с единицами СИ
		Наименование	Обозначение		
			Международное	Русское	
6	Давление	килограмм-сила на квадратный сантиметр	kgf/cm <sup>2</sup>	кгс/см <sup>2</sup>	98066,5 Па (Н/м <sup>2</sup> )
		килопонд на квадратный сантиметр	kp/cm <sup>2</sup>	–	98066,5 Па (Н/м <sup>2</sup> )
		миллиметр водного столба	mm H <sub>2</sub> O	мм вод. ст.	9,80665 Па
		миллиметр ртутного столба	mm Hg	мм рт. ст.	133,322 Па
		торр	Топ-		133,322 Па
7	Напряжение (механическое)	килограмм-сила на квадратный миллиметр	kgf/mm <sup>2</sup>	кгс/мм <sup>2</sup>	9,80665 10 <sup>6</sup> Па
		килопонд на квадратный миллиметр	kp/mm <sup>2</sup>	–	9,80665 10 <sup>6</sup> Па
8	Работа, энергия	эрг	erg	эрг	10 <sup>-7</sup> Дж (Н·м)
9	Мощность	лошадиная сила	–	л.с.	735,499 Вт (Н·м·с <sup>-1</sup> )
10	Динамическая вязкость	пуаз	P	П	0,1 Па·с
	Кинематическая вязкость	стокс	St	Ст	10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup> ·с <sup>-1</sup>
11	Удельное электрическое сопротивление	Ом-квадратный миллиметр на метр	Ω·mm <sup>2</sup> /m	Ом мм <sup>2</sup> /м	10 <sup>-6</sup> Ом м (м <sup>3</sup> ·кг·с <sup>-3</sup> ·А <sup>-2</sup> )
12	Магнитный поток	максвелл	Mx	Мкс	10 <sup>-8</sup> Вб (м <sup>2</sup> ·кг·с <sup>-2</sup> ·А <sup>-1</sup> )
13	Магнитная индукция	гаусс	Gs	Гс	10 <sup>-4</sup> Тл (кг·с <sup>-2</sup> ·А <sup>-1</sup> )
14	Магнитодвижущая сила, разность магнитных потенциалов	гильберт	Gb	Гб	0,795775 А
15	Напряженность магнитного поля	эрстед	Oe	Э	79,5775 А·м <sup>-1</sup>

№ п/п	Наименование величины	Единицы			
		Наименование	Обозначение		Соотношение с единицами СИ
			Международное	Русское	
16	Количество теплоты, термодинамический потенциал (внутренняя энергия, энтальпия), теплота фазового превращения, теплота химической реакции	калория (межд.)	cal	кал	4,1868 Дж
		калория термохимическая	cal <sub>th</sub>	кал <sub>th</sub>	4,1840 Дж
		калория 15-градусная	cal <sub>15</sub>	кал <sub>15</sub>	4,1855 Дж
17	Поглощенная доза излучения	рад	rad, rd	рад	0,01 Гр (м <sup>2</sup> с <sup>-2</sup> )
18	Эквивалентная доза излучения, показатель эквивалентной дозы	бэр	rem	бэр	0,01 Зв (м <sup>2</sup> ·с <sup>-2</sup> )

Таблица П7

Внесистемные единицы, допускаемые к применению  
наравне с единицами СИ

№ п/п	Наименование	Единицы				
		Наименование	Обозначение		Соотношение единиц СИ	Примечание
			Международное	Русское		
1	Масса	тонна	t	т	10 <sup>3</sup> кг	
2	Время	минута	min	мин	60 с	Допускается также применять другие единицы, получившие широкое распространение, например, неделя, месяц, год, век, тысячелетие и т. п.
		час	h	ч	3600 с	
		сутки	d	сут	86400 с	

№ п/п	Наименование	Единицы				Примечание
		Наименование	Обозначение		Соотношение единиц СИ	
			Международное	Русское		
3	Плоский угол	градус	о	о	$(\pi / 180) \text{ рад} = 1,745329 \dots \cdot 10^{-2} \text{ рад}$	1. Не рекомендуется применять при точных измерениях. 2. При возможности смещения обозначения 1 допускается обозначение ltr
		минута	'	'	$(\pi / 10800) \text{ рад} = 2,908882 \dots \cdot 10^{-4} \text{ рад}$	
		секунда	"	"	$(\pi / 648000) \text{ рад} = 4,848137 \dots \cdot 10^{-6} \text{ рад}$	
4	Объем, вместимость	литр	l	л	$10^{-3} \text{ м}^3$	

**Примечание.** Приведенные выше единицы времени и плоского угла не допускается применять с приставками.

Наибольшие трудности перехода на единицы СИ возникли в области механических измерений. Это было вызвано тем, что долгое время на практике применялась система единиц МКГСС, в которой в качестве основной была единица силы – килограмм-сила (кгс).

Широкое распространение в механике получили также следующие внесистемные единицы: оборот в минуту (об/мин), тонна-сила (тс), лошадиная сила (л.с.), миллиметр ртутного столба (мм рт. ст.), миллиметр водяного столба (мм вод. ст.), килограмм-сила на квадратный миллиметр (кгс/мм<sup>2</sup>) и др. При переходе к единицам СИ **исключены из употребления все производные от килограмм-силы.**

До настоящего времени термин *вес* часто отождествляют с термином **масса**, поэтому целесообразно более подробно остановиться на этом вопросе.

**Масса** – физическая скалярная величина, одна из характеристик материи, определяющая ее инерционные и гравитационные свойства.

**Вес** – векторная величина, представляющая собой силу, с которой тело, покоящееся в поле сил тяжести, действует на подвес или горизонтальную опору, препятствующую свободному падению тела. Вес  $\vec{P}$  покоящегося тела равен действующей на него силе тяжести  $\vec{G}$ . Вес тела, движущегося с ускорением, может быть больше или меньше силы тяжести. Точка приложения веса – подвес или горизонтальная опора, препятствующая свободному падению.



**Сила тяжести** – векторная величина, действующая на любую материальную частицу, находящуюся вблизи земной поверхности. Эта сила определяется как геометрическая сумма силы притяжения Земли и центробежной силы инерции, учитывающей эффект вращения Земли. Центробежная сила достигает максимального значения на земном экваторе, но и здесь она составляет 1/288 долю силы тяжести, т. е. сила тяжести мало отличается от силы тяготения тела к Земле. Силу тяжести определяют по формуле

$$\vec{G} = m\vec{g},$$

где  $\vec{g}$  – вектор ускорения свободного падения;

$m$  – масса материальной частицы.

Точка приложения силы тяжести – центр массы тела.

Например, при движении лифта вверх с ускорением вес увеличивается по сравнению с силой тяжести, при движении лифта вниз с ускорением вес уменьшается.

ГОСТ 8.417–81 предусматривает правила написания обозначений единиц. Для написания значений величин предусматривается применять обозначение единиц буквами или специальными знаками (°, ', " ), причем устанавливается два вида буквенных обозначений: международные (с использованием букв латинского или греческого алфавита) и русские.

Допускается применять либо международные либо русские обозначения. Одновременно применение обоих видов обозначений в одном и том же издании не допускается, за исключением публикаций по единицам физических величин. Буквенные обозначения единиц должны печататься **прямым шрифтом**. В обозначениях единиц точка, как знак сокращения, не ставится.

Обозначения единиц следует применять после числовых значений величин и помещать в строку с ними (без переноса на следующую строку).

Между последней цифрой числа и обозначением единицы следует оставлять пробел.

Правильно:  
100 kW, 100 кВт

80 %

20 °C

Неправильно:  
100 kW, 100 кВт

80 %

20 °C; 20 °C

При наличии десятичной дроби в числовом значении величины обозначение единицы следует помещать после всех цифр.

Правильно:  
423,06 м; 423,06 м  
5,758 ° или 5° 45,48'  
или 5°45' 28,8"

Неправильно:  
423 м, 0,6; 423 м, 06  
5°, 758 или 5° 45', 48  
или 5°45' 28",8

При указании значений величин с предельными отклонениями следует заключать числовые значения с предельными отклонениями в скобки и обозначения единицы помещать после скобок или проставлять обозначения единиц после числового значения величины и после ее предельного отклонения.

Правильно:  
(100,0 ± 0,1) кг  
50 г ± 1 г

Неправильно:  
100,0 ± 0,1 кг  
50 ± 1 г

Допускается применять обозначение единиц в пояснениях обозначений величин к формулам. Помещение обозначений единиц в одной строке с формулами, выражающими зависимость между величинами или между их числовыми значениями, представленными в буквенной форме, не допускается.

Правильно:  
 $v = 3,6 \text{ s} / t$   
где  $v$  – скорость, км/ч;  
 $s$  – путь, м;  
 $t$  – время, с

Неправильно:  
 $v = 3,6 \text{ s} / t$ , км/ч,  
где  $s$  – путь, м;  
 $t$  – время, с

Буквенные обозначения единиц, входящие в произведение, следует отделять точками на средней линии, как знаками умножения.

Правильно:  
N · м; Н · м  
A · м<sup>2</sup>; А · м<sup>2</sup>  
Pa · с; Па · с

Неправильно:  
Nm; Нм  
Am<sup>2</sup>; Ам<sup>2</sup>  
Pas; Пас

Допускается буквенные обозначения единиц, входящие в произведение, отделять пробелами, если это не приводит к недоразумению.

В буквенных обозначениях отношений единиц в качестве знака деления должна применяться только одна косая или горизонтальная черта. Допускается применение обозначения единиц в виде произведения обозначений единиц, возведенных в степени (положительные или отрицательные).

Правильно: $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad Вт \cdot м^{-2} \cdot К^{-1}$ $\frac{W}{m^{-2} \cdot K} \quad \frac{Вт}{м^{-2} \cdot К}$	Неправильно: $W/m^{-2}/K \quad Вт/м^2/K$ $\frac{W}{\frac{m^2}{K}} \quad \frac{Вт}{\frac{м^2}{К}}$
---	--

При применении косой черты обозначения единиц в числителе и знаменателе следует помещать в строку, произведение обозначений единиц в знаменателе следует заключать в скобки.

Правильно: $m/s \quad м/с$ $W / (m \cdot K) \quad Вт / (м \cdot К)$	Неправильно: $m / s \quad м / с$ $W / m \cdot K \quad Вт / м \cdot К$
--	--

При указании производной единицы, состоящей из двух и более единиц, не допускается комбинировать буквенные обозначения и наименования единиц, то есть для одних единиц приводить обозначения, а для других – наименования.

Правильно: $80 \text{ км/ч}$ $80 \text{ километров в час}$	Неправильно: $80 \text{ км/час}$ $80 \text{ км в час}$
---	---

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. БАЛАНСОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ.....	5
1.1. Баланс мощности .....	5
1.2. Общий вид баланса производительности.....	6
2. ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БАЛАНСОВЫХ СООТНОШЕНИЙ ДЛЯ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ СО ШНЕКОВЫМИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ОРГАНАМИ .....	8
Пример 1 .....	8
Пример 2 .....	12
Пример 3 .....	14
Пример 4 .....	16
3. ПРИМЕНЕНИЕ БАЛАНСОВЫХ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ БУРОВОГО ТИПА .....	20
3.1. Моделирование балансовых соотношений по мощности .....	20
3.2. Численное исследование балансовых соотношений для проходческих комбайнов .....	35
ЛИТЕРАТУРА .....	55
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	56

Учебное издание

**КАЗАЧЕНКО** Георгий Васильевич  
**КИСЛОВ** Николай Владимирович  
**БАСАЛАЙ** Григорий Антонович

**ОСНОВЫ РАСЧЕТА ЗАТРАТ МОЩНОСТИ  
И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОЧИСТНЫХ  
И ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ**

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности  
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование»

Редактор *О. В. Ткачук*  
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 29.09.2015. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 4,42. Уч.-изд. л. 3,45. Тираж 75. Заказ 618.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.