УДК 622.236.2:622.23.051

А.В. Большунов , И.П. Тимофеев ,
Д.А. Юнгмейстер

РАСЧЕТЫ И ПРИМЕНЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЛЯ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ

Представлены результаты расчетов на ЭВМ энергетических характеристик проходческих комбайнов со сдвоенными корончатыми и шнековыми исполнительными органами. Приведены параметры исполнительных органов с минимальными удельными энергозатратами на разрушение породы.

The computer calculated results of energy consumption perfomancees for roadheaders equipped with conical milling heads or with screw cutting heads are presented. Cutting heads parameters given with minimum specific power expenditures for rock failure are given.

Выбор типа исполнительного органа проходческого комбайна зависит от крепости пород, схемы отработки забоя, сечения выработки и др. Сравним различные типы исполнительных органов для разрушения пород с сопротивляемостью резанию $\bar{A}_p$=75-300 Н/мм,с включениями,имеющими $\bar{A}_p$=500-600 Н/мм. При камерной системе разработки полезного ископаемого исполнительный орган должен перемещаться при отработке забоя в двух плоскостях. Такие исполнительные органы бывают следующих конструкций: однобарабанные (шнековые или корончатые), двухбарабанные (шнековые или корончатые), лучевые, кольцевые, дисковые, комбинированные.

Анализируя возможности применения исполнительных органов, можно сделать вывод: наиболее удобными и универсальными по технологической привязке, ремонту и оптимальными по производительности показали себя двухбарабанные исполнительные органы. Кроме того, при применении исполнительного органа аксиального действия, то есть с двумя коронками или шнеками, расположенными на одной оси, перпендикулярно к стреле комбайна, достигается частичная уравновешенность в продольном и поперечном сечении комбайна.

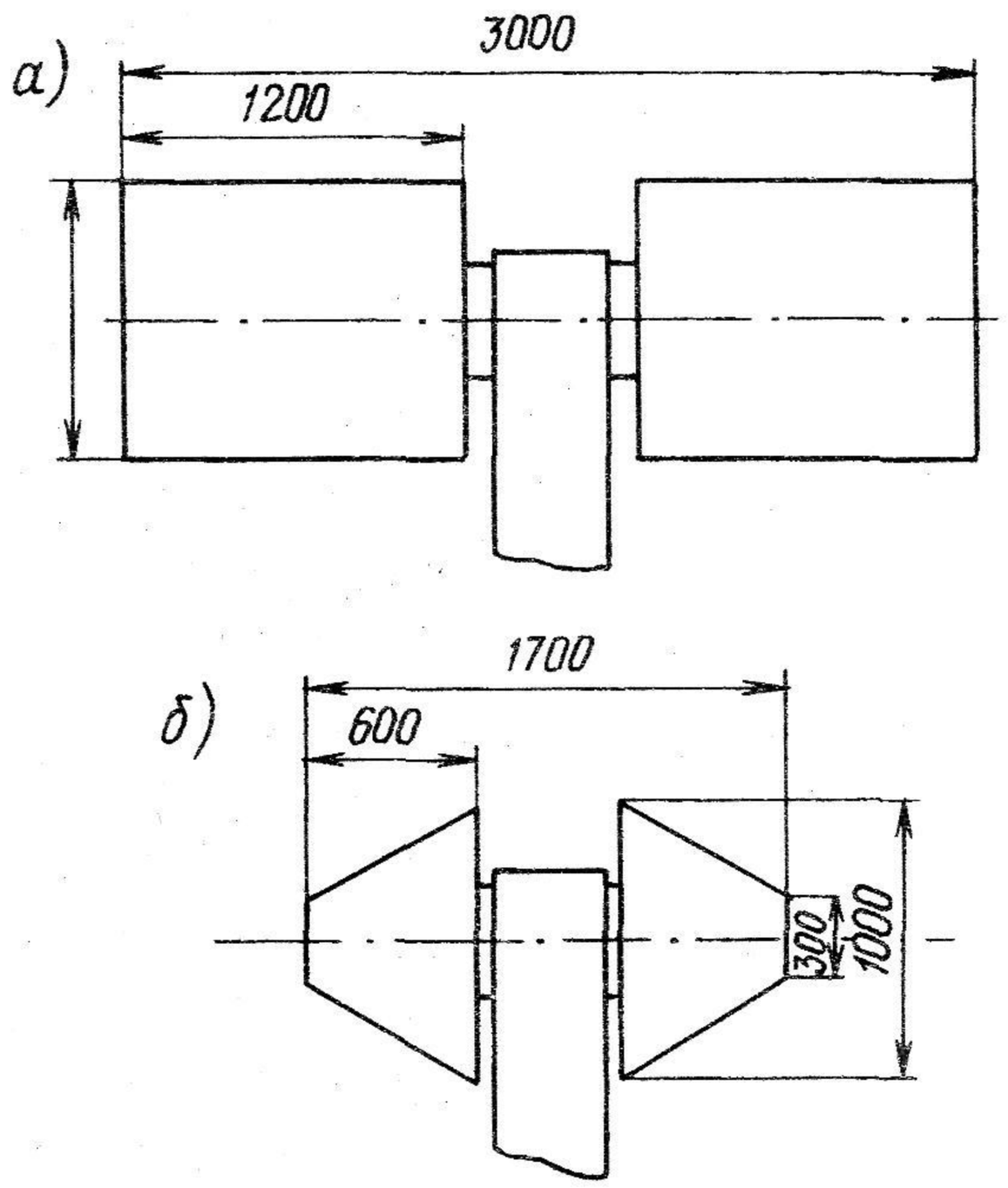


Рис.1. Схема исполнительного органа: а - шнекового; б - корончатого

Рассмотрим два варианта исполнительных органов: с двумя шнеками и с двумя коронками (рис.1). Габаритные размеры коронки аналогичны размерам высокоэффективной коронки проходческого комбайна фирмы Alpina Miner. Схемы расстановки резцов на исполнительных органах отвечают следующим горно-геологическим условиям: для шнека - два варианта с сопротивляемостью породы резанию $\bar{A}_р$ = =75 Н/мм, коэффициентом, учитывающим хрупкопластичные свойства , E = 4 (1-й шнек) и $\bar{A}_р$ = = 300 Н/мм , E = 1,5 (2-й шнек) ; для коронки - $\bar{A}_р$ = = 300 Н/мм и E =1,5.

Теоретическая производительность исполнительных органов может быть определена по следующим формулам:

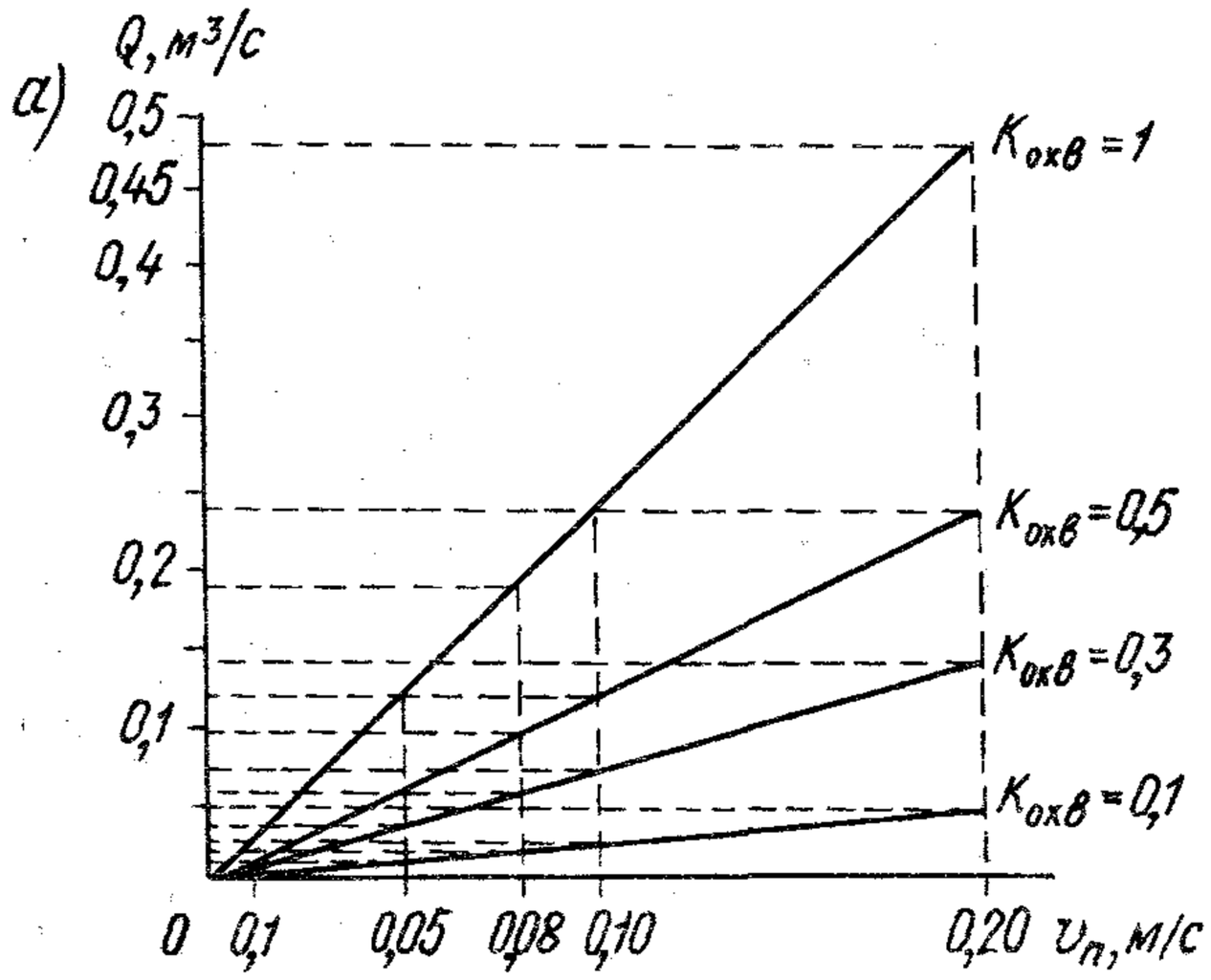
$$Q_т = 2\ D\ B_з\ v_п\ K_{охв} \quad ,$$

где D - диаметр шнека, м; $B_з$ -ширина захвата шнека, м; $v_п$ - скорость подачи исполнительного органа, м/с; $K_{охв}$ - коэффициент охвата исполнительного органа;

$$Q_т = (D_1 + D_2)\ L\ v_п\ K_{охв} \quad ,$$

где D_1 -малый диаметр коронки, м; D_2 - большой диаметр коронки, м; L -длина коронки, м.

Теоретическая производительность при различных значениях скорости подачи и коэффициента охвата для шнекового исполнительного органа представлена на рис.2,а и в табл. 1, для корончатого - на рис. 2,б и в табл. 1.



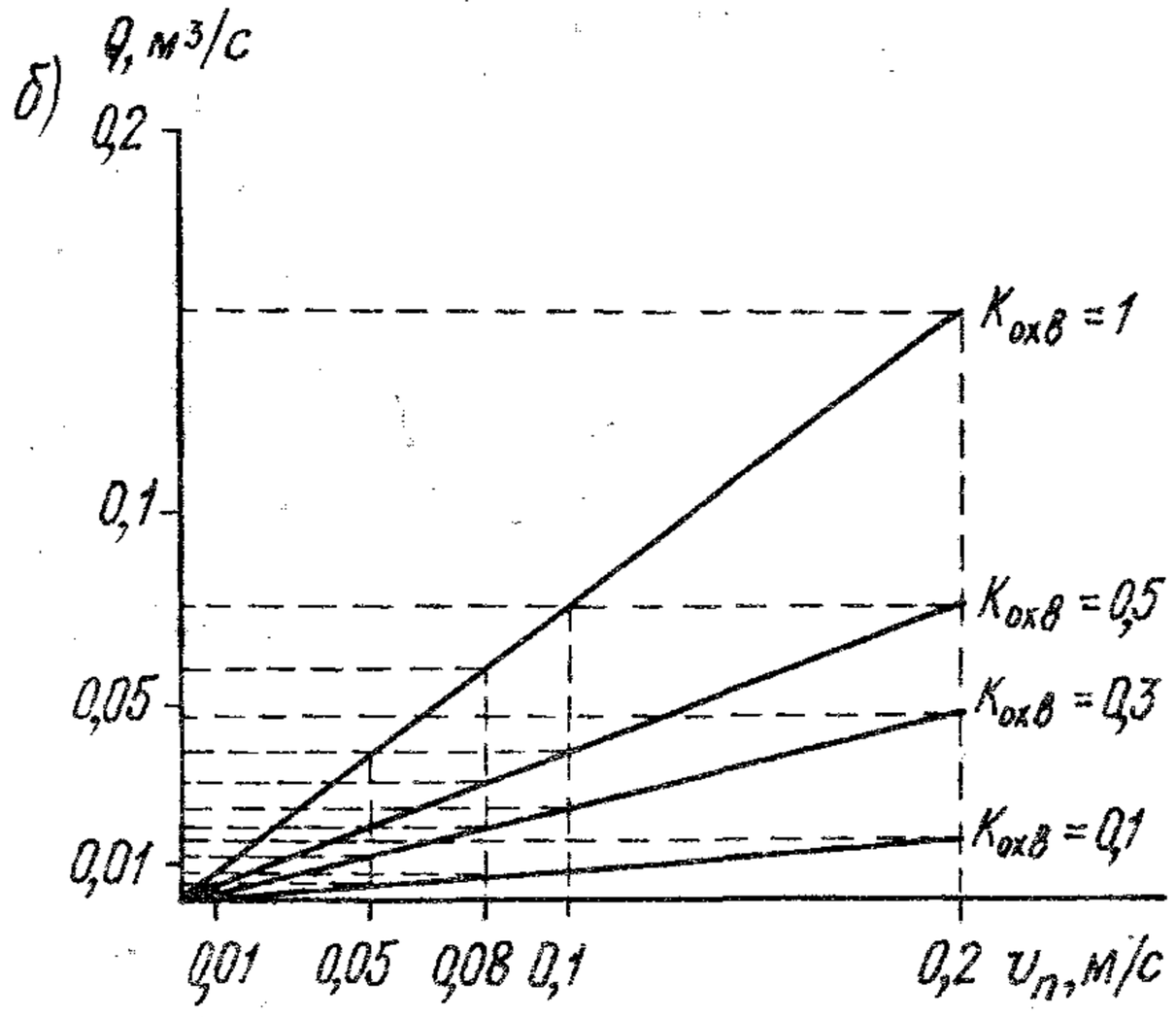


Рис.2. График зависимости теоретической производительности исполнительного органа от скорости подачи и коэффициента охвата: а - шнекового; б - корончатого

Для определения оптимальных режимов работы комбайна при заданных параметрах исполнительного органа и горно-геологических условиях проводилось моделирование работы исполнительного органа комбайна.

Простым и наглядным средством для определения режимов работы проходческо-добычного комбайна является его энергетическая характеристика (зависимость потребляемой комбайном мощности от скорости подачи), построенная для заданных условий эксплуатации комплекса. Энергетическую характеристику комбайна можно получить, рассчитав необходимую мощность комбайного электродвигателя для нескольких скоростей подачи.

Таблица 1

Теоретическая производительность исполнительных органов

Коэффициент охвата Коха	Скорость подачи $v_п$, м/с	Теоретическая производительность исполнительного органа $Q_т$, м/с	
		Шнековый	Корончатый
0,1	0,05	0,012	0,0039
	0,08	0,0192	0,0062
	0,10	0,024	0,0078
	0,20	0,048	0,0156
0,3	0,05	0,036	0,0117
	0,08	0,057	0,0187
	0,10	0,072	0,0234
	0,20	0,144	0,0468
0,5	0,05	0,06	0,0195
	0,08	0,096	0,0312
	0,10	0,12	0,0390
	0,20	0,24	0,0780
1,0	0,05	0,12	0,039
	0,08	0,192	0,0624
	0,10	0,24	0,078
	0,20	0,48	0,156

Для облегчения расчетов и построения энергетических характеристик на кафедре КГМ и ТМ разработаны программы CUTTO и КОР, предназначенные для расчетов шнековых и корончатых исполнительных органов. Отличие этих программ друг от друга заключается в методике расчета потребляемой мощности приводом исполнительного органа.

Потребляемая мощность привода шнекового исполнительного органа вычисляется по следующей формуле:

$$F = (v_р F_{р\,1,2}) \,/\, 1000\ \eta\ ,$$

где $v_р$ - скорость резания, м/с; η -коэффициент полезного действия привода исполнительного органа; $F_{р1,2}$ - суммарная сила резания на двух шнеках, H;

$$F_{р\,1,2} = K_{охв}\, K_{ос} \sum_{i=1}^{N} Z_{ср}\, n_i \quad ,$$

где $Z_{ср}$- средняя сила резания на резце, H; $K_{охв}$ - коэффициент охвата; $K_{ос}$ - коэффициент ослабления; n_i - количество резцов в линии резания; N -количество линий резания.

Мощность, потребляемая приводом корончатого исполнительного органа,

$$F = (M\, n_{и.о})/160\, \eta\ ,$$

где M - суммарный крутящий момент на двух коронках, Н·м,

$$M = 2\, K_{охв}\, K_{ос} \sum_{i=1}^{n} Z_i\, R_i\ ;$$

$n_{и.о}$ - частота вращения исполнительного органа; R_i - радиус установки i-го резца относительно оси вращения исполнительного органа, м; Z_i - сила резания на i-м резце, Н; n - количество резцов; 2 - количество коронок.

Из приведенных выше формул видно, что при расчете потребляемой мощности привода корончатого исполнительного органа учитывается изменение диаметра коронки по ее длине.

Результаты моделирования работы исполнительных органов приведены в табл. 2, где H_w - удельные энергозатраты на разрушение, (кВт·ч)/т.

Таблица 2

Параметры исполнительных органов

$\bar{A}_p$	E	Шнек 1		Шнек 2		Коронка	
		P	H_w	P	H_w	P	H_w
75	1,5	85,1	0,036	89,4	0,040	62,8	0,159
75	4	53,0	0,023	56,9	0,025	35,4	0,090
125	1,5	119,5	0,053	134,4	0,060	91,9	0,233
125	4	72,9	0,033	90,0	0,035	46,4	0,118
200	1,5	196,1	0,090	192,3	0,086	135,7	0,345
300	1,5	291,2	0,129	258,8	0,112	194,0	0,493

На рис.3 представлены характерные графики зависимости потребляемой мощности приводом исполнительного органа P от скорости подачи $v_п$ (при $A_р$=125 Н/мм и E=1,5). При нанесении на графики ограничительных линий $P=P_{уст}$, $v=v_{дв}$, где $P_{уст}$ - установленная мощность привода исполнительного органа, $v_{дв}$ - максимально допустимая скорость по нагреву двигателя, можно получить оптимальную скорость подачи исполнительного органа комбайна. Заштрихованная зона является зоной оптимального использования комбайна. Сравнивая вели-

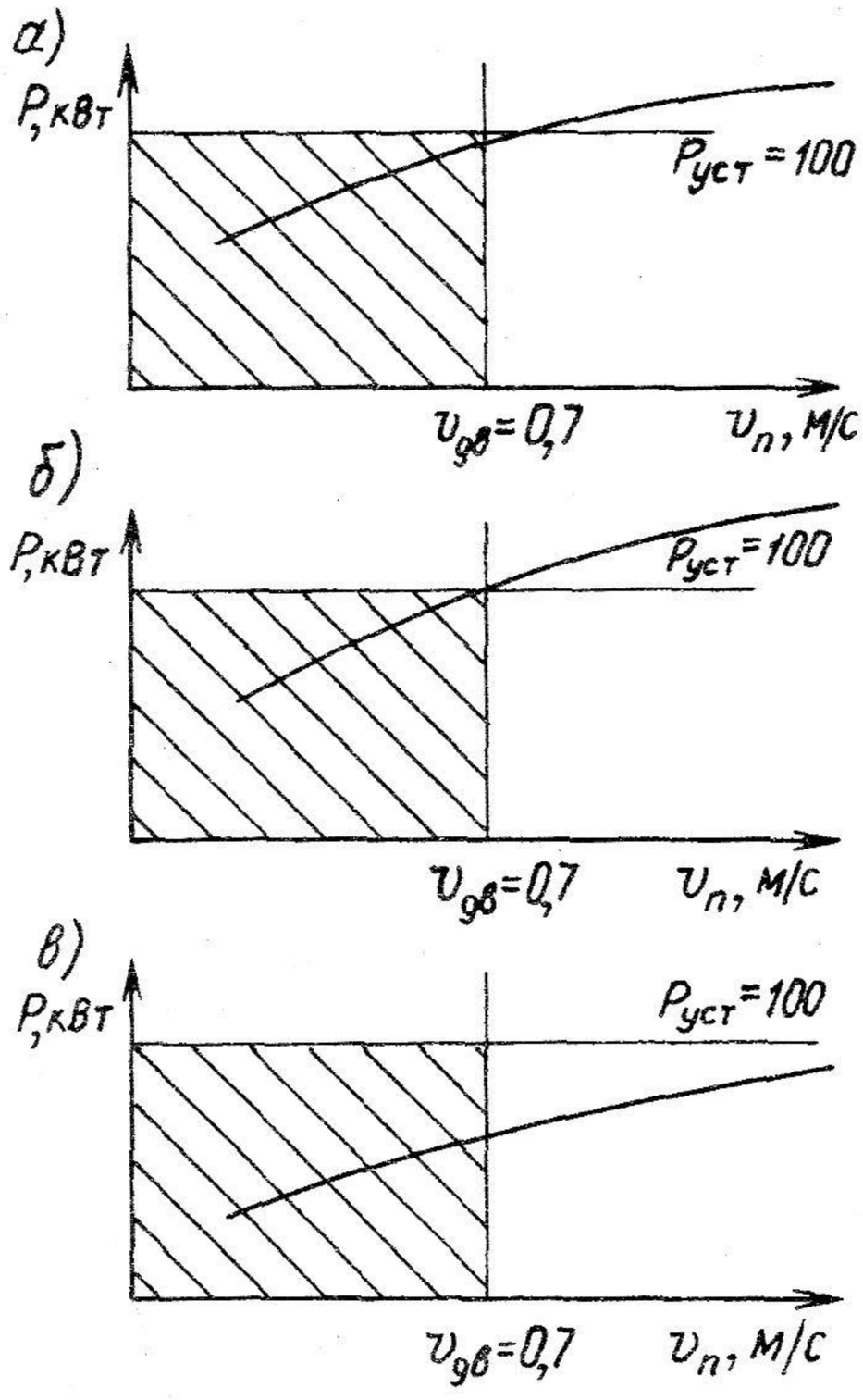


Рис.3. Энергетические характеристики исполнительного органа : а - шнекового с первой схемой расстановки резцов; б - шнекового со второй схемой расстановки резцов ; в - корончатого

чины H_w, полученные при моделировании работы исполнительного органа (табл.2), легко определить его тип и схему расстановки резцов в зависимости от горно-геологических условий. Оптимальным будет являться тот вариант, при котором величина удельных энергозатрат на разрушение H_w минимальна.