

УДК (UDC) 625.144

УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ВЫРЕЗАЮЩЕГО  
УСТРОЙСТВА СОВРЕМЕННЫХ ЩЕБНЕОЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИНREFINED CALCULATION OF DRIVE POWER CUTTING DEVICE MODERN  
MACHINESГринчар Н.Г., Федасов Д.С., Чалова М.Ю.  
Grinchar N.G., Fedasov D.S., Chalova M. Yu.Российский университет транспорта (Москва, Россия)  
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

**Аннотация.** В настоящее время на железных дорогах России наибольшее распространение получили щебнеочистительные машины с баровым рабочим органом для вырезания балласта из-под рельсоопальной решетки. Такое положение дел обусловлено тем, что только машины такого типа имеют возможность осуществлять глубокую вырезку балласта (до 1 м глубины и более) в отличие от ранее применявшихся машин. Баровый рабочий орган является основным потребителем мощности при работе машины на перегоне. Основная мощность привода баровой цепи расходуется на вырезание балласта и, в свою очередь, определяется преимущественно расходом мощности на преодоление сил, возникающих в процессе взаимодействия рабочего органа с щебеночным балластом (силы резания). При определении силы резания обычно пользуются формулой Н.Г. Домбровского, что, однако, дает не полностью корректный результат (как показали исследования, проводившиеся в Российском университете транспорта). Из теории резания грунтов известно также, что для режущих периметров с зубьями более корректный результат дает формула А.Н. Зеленина при определении сил резания. Это можно объяснить тем, что формула А.Н. Зеленина учитывает конструктивные особенности режущего органа, в частности, влияние зубьев. Выполненные расчеты показали, что использование формул А.Н. Зеленина взамен формулы Н.Г. Домбровского при оценке силы резания щебеночного балласта является более приемлемым при выполнении проектных расчетов мощности вырезающего устройства.

**Ключевые слова:** щебнеочистительная машина, щебеночный балласт, режущий периметр, вырезающее устройство, сила резания.

**Дата принятия к публикации:** 26.02.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Гринчар Николай Григорьевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: nggrin@yandex.ru.

**Abstract.** Currently, rubble-cleaning machines with a bar working body for cutting ballast from under the rail-sleeper grid are most widely used on Russian railways. This state of affairs is due to the fact that only machines of this type have the ability to carry out deep cutting of ballast (up to 1 m depth or more), in contrast to previously used machines. The bar working body is the main consumer of power when the machine is operating on a stretch. Structurally, the bar working body of crushed stone cleaning machines is a chain with scrapers with teeth placed on it. The main drive power of the bar chain in this case is naturally spent on cutting the ballast, and, in turn, is determined mainly by the power consumption to overcome the forces arising in the process of interaction of the working body with crushed stone ballast (cutting forces). When determining the cutting force, the formula N.G. Dombrowski, which, however, does not give a completely correct result (as shown by studies conducted at the Russian University of Transport). From the theory of soil cutting it is also known that for cutting perimeters with teeth a more correct result is given by A.N. Zelenin in determining the cutting forces. This can be explained by the fact that the formula A.N. Zelenin takes into account the design features of the cutting organ, in particular the influence of the teeth. The performed calculations showed that the use of the formulas of A.N. Zelenin instead of the formula N.G. Dombrowski in assessing the cutting force of crushed stone ballast is more acceptable when performing design calculations of the power of the cutting device.

**Keywords:** rubble-cleaning machine, rubble ballast, cutting perimeter, cutting device, cutting force.

**Date of acceptance for publication:** 26.02.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Authors' information:**

**Nikolay G. Grinchar** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport, e-mail: nggrin@yandex.ru.

**Федасов Дмитрий Сергеевич** – главный инженер, Проектно-конструкторское бюро по инфраструктуре–филиал ОАО «РЖД»,  
*e-mail: fedasovds@gmail.com.*

**Чалова Маргарита Юрьевна** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»,  
*e-mail: margarita\_chalova@mail.ru.*

**Dmitry S. Fedasov** – Chief Engineer, Design Bureau of Infrastructur–branch of JSC Russian Railways,  
*e-mail: fedasovds@gmail.com.*

**Margarita Yu. Chalova** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport,  
*e-mail: margarita\_chalova@mail.ru.*

## 1. Введение

Балластный слой железнодорожного пути воспринимает нагрузку, создаваемую поездами, обеспечивает отвод воды, а также устойчивое положение рельсошпальной решетки. Однако в процессе эксплуатации он теряет свои свойства, что может крайне негативно сказаться на безопасности движения поездов и стабильности перевозочного процесса.

Балластная призма предназначена для обеспечения вертикальной и горизонтальной устойчивости рельсошпальной решетки при воздействии на нее поездной нагрузки [1].

В процессе эксплуатации железнодорожного пути происходит засорение балласта, вызванное измельчением щебня под действием динамической поездной нагрузки, процессом вымывания подбалластного слоя, естественными загрязнителями (просыпание грузов и т.д.). Восстановление физико-механических свойств балластного слоя происходит путем его очистки специальной техникой – щебнеочистительными машинами и комплексами, или же полной его заменой.

Периодическое восстановление несущей способности пути одна из основных задач ОАО «РЖД», которую невозможно представить без машин глубокой очистки балласта.

Машины глубокой очистки балласта (щебнеочистительные машины), так как в настоящее время используется только этот класс щебнеочистительных машин, обеспечивают вырезку, очистку и возврат в путь балласта из-под рельсошпальной решетки без ее демонтажа.

В общем виде щебнеочистительная машина представлена на рис. 1.

## 2. Цель исследования

Целью настоящего исследования является совершенствование методики расчета потребной мощности вырезающего устройства щебнеочистительных машин с учетом конструктивных особенностей вырезающего устройства, в частности таких, как конструкция скребка – одного из двух основных конструктивных элементов баровой цепи.

Общий вид вырезающего устройства представлен на рис. 2. Стрелками обозначено направление движения скребковой цепи.

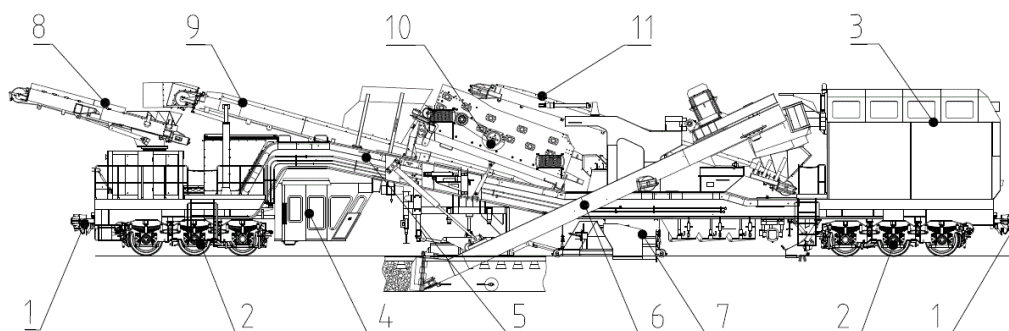


Рис.1. Типовая компоновка щебнеочистительной машины:

1 – автосцепное устройство; 2 – экипажная часть; 3 – силовая установка; 4 – кабина управления; 5 – несущая рама; 6 – вырезающее устройство; 7 – бункер-дозатор чистого щебня; 8 – поворотный конвейер (выброс засорителей); 9 – конвейер отбора засорителей; 10 – вибропрохот; 11 – конвейер подачи вырезанного балласта

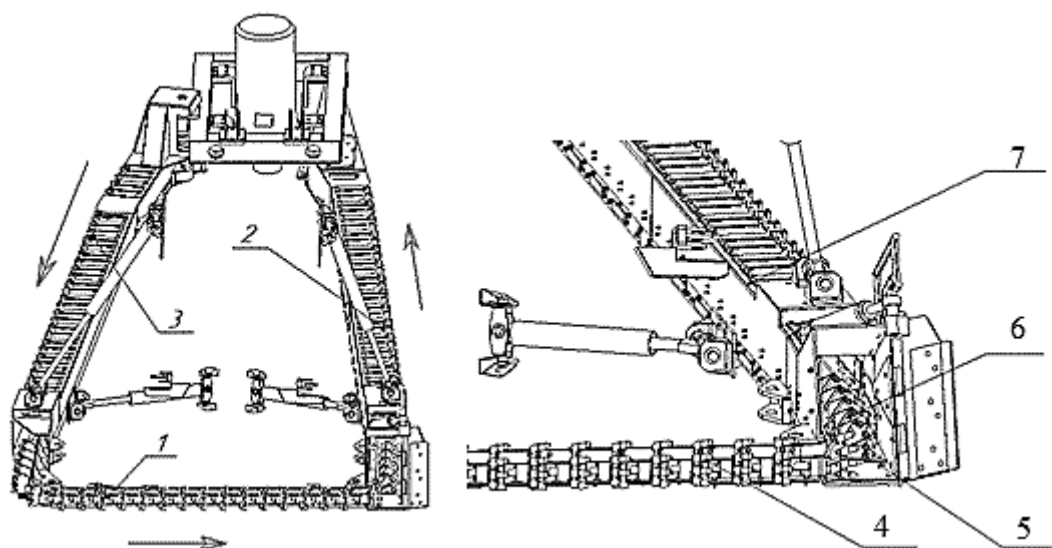


Рис. 2. Общий вид вырезающего устройства щебнеочистительных машин:

1 – участок вырезки балласта; 2 – участок подъема щебня (рабочий желоб);

3 – участок возврата скребковой цепи (холостой желоб); 4 – скребковая цепь (участок вырезки); 5 – футеровочные заходные листы рабочего желоба (точка смены направления цепи); 6 – межскребковое пространство; 7 – рабочий желоб

### 3. Теоретические основы расчета мощности привода баровой цепи и их анализ

На вырезающее устройство щебнеочистительной машины действуют различные комбинации сил, которые непосредственно влияют на мощность.

В работах [2, 3] для расчета силы сопротивления балласта резанию используются формула В.П. Горячкина [4] применительно к резанию грунта плугом

$$F = G + \mu_1 + khb + ehbV^2 \quad (1)$$

и формула Н.Г. Домбровского [4] (на основе формулы В.П. Горячкина) применительно к резанию грунта ковшом экскаватора

$$F_1 = \mu_1 N + kbh + \omega(1 + q_{ГР})qk_H, \quad (2)$$

где  $G$  – сила тяжести плуга, кгс;  $\mu_1$  – коэффициент трения металла о грунт;  $k$  – удельное сопротивление грунта резанию, кгс/см<sup>2</sup>;  $h$  – толщина вырезаемого пласта грунта для плуга, см;  $b$  – ширина резания, см;  $e$  – коэффициент, учитывающий сопротивление, возникающее при отбрасывании вырезанного пласта грунта (в среднем  $e = 0,1k$ );  $V$  – скорость движения плуга, м/с;  $N$  – сила давления ковша на грунт, кгс;  $\omega$  – коэффициент сопротивления грунта наполнению ковша и

перемещению призмы волочения;  $q_{ГР}$  – объем призмы волочения в частях от вместимости ковша, см<sup>3</sup>;  $q$  – вместимость ковша, см<sup>3</sup>;  $k_H$  – коэффициент наполнения ковша.

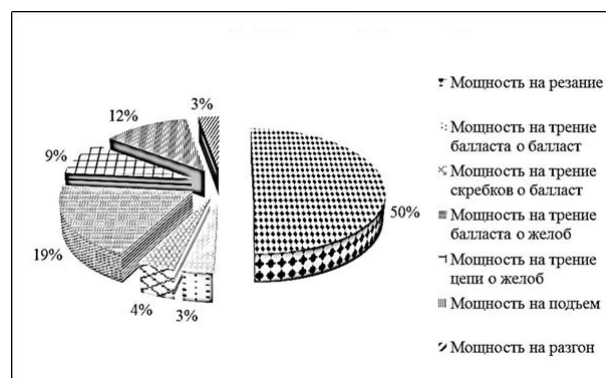


Рис. 3. Диаграмма мощности вырезающего устройства щебнеочистительных машин

Проведенный анализ мощности вырезающего устройства щебнеочистительных машин, представленный на рис. 3, позволяет сделать вывод, что 50 % всей мощности, затрачиваемой на вырезку и дальнейшую экскавацию балласта, расходуется на преодоление сопротивления балласта резанию. Соответственно, это усилие можно считать основополагающим фактором, влияющим на мощность.

Для расчета сил сопротивления резанию вырезающих устройств щебнеочистительных машин применяется следующая формула [3]:

$$F_1 = k_1 k_\beta \frac{S_{скр} k_4}{k_p} k_2, \quad (3)$$

где  $F_{ск}$  – площадь скребка, см<sup>2</sup>;  $k_1$  – расчетное удельное сопротивление балласта резанию, кН/м<sup>2</sup>;  $k_\beta$  – коэффициент учитывающий угол резания;  $k_p$  – коэффициент разрыхления загрязненного щебня;  $k_2$  – коэффициент разрыхления щебня в шпальных ящиках.

Данное выражение основано на формуле Н.Г. Домбровского, разработанной для одноковшовых экскаваторов с канатно-механическим приводом.

$$N_{ЗВ} = (k, k_1, k_\beta, k_p, f_1, f_2, f_1^1, B, h, V_{ц}, V_M, S_{скр}, \alpha_{жс}, \eta_{скр}) = \sum_{i=1}^7 N_i = \frac{F_1(k, k_1, k_\beta, k_p, k_2, S_{скр}) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{F_2(B, V_{ц}, Q, f_2) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{F_3(B, f_1) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{F_4(k, S_{скр}, f_1, \alpha_{жс}) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{F_5(f_1^1, \alpha_{жс}) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho g Q (k, V_{ц}, S_{скр}) H_{жс}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho Q (k, V_{ц}, S_{скр}) V_{ц}^2}{\eta_{скр}} = \frac{k_1 k_\beta \frac{S_{скр} k}{k_p} k_2 V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho g B Q f_2 V_{ц}}{2 V_{ц}} + \frac{f_1 G_{ц} \frac{B}{L_{ц}} V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho g S_{скр} k L_{жс} (\sin \alpha_{жс} + f_1 \cos \alpha_{жс}) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{2 f_1^1 G_{ц} \frac{L_{жс}}{L_{ц}} \cos \alpha_{жс} V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho g Q H_{жс}}{\eta_{скр}} + \frac{\rho Q V_{ц}^2}{\eta_{скр}}. \quad (5)$$

Следует отметить, что формулы (1) - (3) дают предварительную оценку и не учитывают форму режущей поверхности, число скребков, толщину срезаемой стружки балласта.

Однако известно, что силы сопротивления резанию зависят не только от грунтовых условий и площади поперечного сечения стружки, а также от соотношения между шириной и глубиной резания, угла резания, формы и расположения зубьев, участия в процессе резания боковых стенок ковша и ряда других факторов [4].

Наибольший интерес для расчета сил резания баровой цепи вырезающего устройства щебнеочистительных машин представляет

Сопротивление волочению балластной призмы при расчете вырезающего устройства щебнеочистительных машин учитывается следующим уравнением [2] (кН):

$$F_2 = 0,5 \rho g B_p \frac{Q f_2}{V_2}, \quad (4)$$

где  $Q$  – производительность машины по разрыхленному щебню, м<sup>3</sup>/ч;  $f_2$  – коэффициент трения балласта по балласту;  $V_2$  – скорость цепи м/с;  $B_p$  – ширина вырезки щебня, м;  $\rho$  – плотность разрыхленного балласта, т/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Общая формула мощности вырезающего устройства в этом случае представляет из себя следующее выражение (кВт/ч):

следующая формула, предложенная А.Н. Зелениным (дН):

$$F_1 = W_p = C_y h^{1,35} (1 + 2,6l)(1 + 0,0075\delta) z, \quad (6)$$

где  $C_y$  – число ударов динамического плотного номера;  $h$  – глубина резания, см;  $\delta$  – угол резания, град;  $l$  – длина горизонтальной режущей кромки рабочего органа, м;  $z$  – коэффициент, учитывающий влияние зубьев.

Формула (6) позволяет учитывать такие параметры, как толщина стружки срезаемого материала углы резания и профиль режущей кромки.

Произведя необходимую подстановку, получаем следующую зависимость (кВт/ч):

$$N_{ЗВ} = (k, h, C_y, l, z, \delta, f_1, f_2, f_1^1, B, h, V_{ц}, V_M, S_{скр}, \alpha_{жс}, \eta_{скр}) = \sum_{i=1}^7 N_i = \frac{F_1(h, C_y, l, z, \delta) V_{ц}}{\eta_{скр}} + \frac{F_2(B, V_{ц}, Q, f_2) V_{ц}}{\eta_{скр}} +$$



$$\begin{aligned}
& + \frac{F_3(B, f_1)V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{F_4(k, S_{\text{скр}}, f_1, \alpha_{\text{ж}})V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{F_5(f_1^1, \alpha_{\text{ж}})V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\rho g Q(k, V_{\text{Ц}}, S_{\text{скр}})H_{\text{ж}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\rho Q(k, V_{\text{Ц}}, S_{\text{скр}})V_{\text{Ц}}^2}{\eta_{\text{скр}}} = \\
& = \frac{(C_y h^{1,35} (1 + 2,6l)(1 + 0,0075\delta)z)V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\frac{\rho g B Q f_2}{2V_{\text{Ц}}} V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{f_1 G_{\text{Ц}} \frac{B}{L_{\text{Ц}}} V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\rho g S_{\text{скр}} k L_{\text{ж}} (\sin \alpha_{\text{ж}} + f_1 \cos \alpha_{\text{ж}}) V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \\
& + \frac{2 f_1^1 G_{\text{Ц}} \frac{L_{\text{ж}}}{L_{\text{Ц}}} \cos \alpha_{\text{ж}} V_{\text{Ц}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\rho g Q H_{\text{ж}}}{\eta_{\text{скр}}} + \frac{\rho Q V_{\text{Ц}}^2}{\eta_{\text{скр}}}. \quad (7)
\end{aligned}$$

Результаты расчета мощности по формулам (5) и (7) представлены на рис. 4.

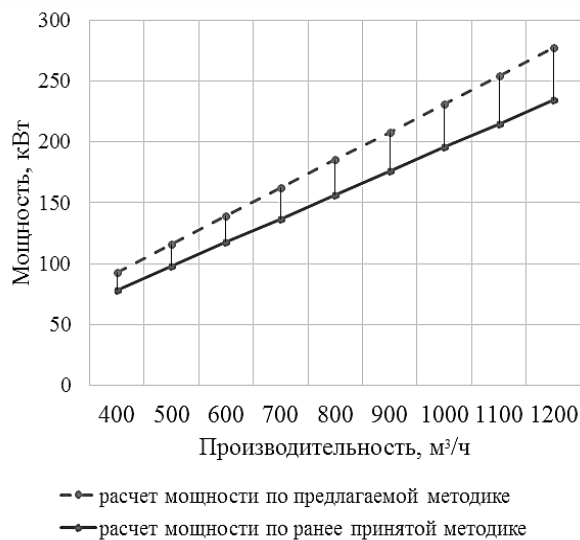


Рис. 4. Сравнение показателей мощности

Из расчетов следует, что результат, полученный по формуле А.Н. Зеленина, учитывающей конструктивные особенности режущего органа, отличается от результата, полученного с помощью ранее использованных формул, в большую сторону.

На рис. 4 можно заметить возникновение коридора колебаний мощности вырезающего устройства, составляющего от 10 до 50 кВт (с учетом наиболее неблагоприятных комбинаций параметров формулы (6)), что играет значительную роль в определении мощности вырезающего устройства и определения режимов работы привода.

Разность  $\Delta N = N_2 - N_1$  (где  $N_1$  – мощность, рассчитанная по предлагаемой методике;  $N_2$  – мощность привода баровой цепи, рассчитанная по ранее принятой методике) имеет четкую тенденцию к возрастанию с ростом производительности машины (рис. 5).

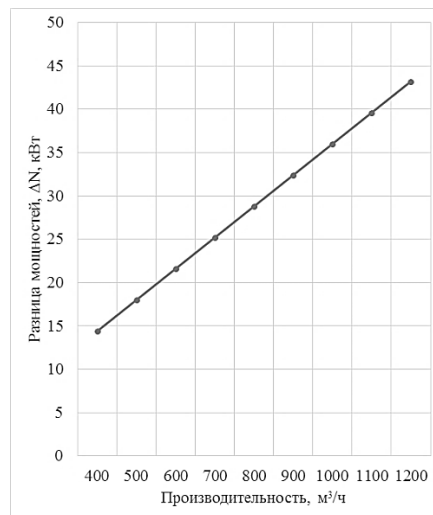


Рис.5. Разность мощностей

#### 4. Заключение

Принимая во внимание случаи заклинивания вырезающего устройства (особенно на машинах с гидравлическим приводом), можно сделать вывод, что методика расчета баланса мощности основных приводов щебнеочистительных машин требует определенной корректировки.

Учитывая тот факт, что на сегодняшний день ввод в эксплуатацию машин с повышенной производительностью является основной технической политики ОАО «РЖД» (в настоящее время в эксплуатации находятся машины ЩОМ-2000 с вырезающим устройством, оснащенным электроприводом, и ЩОМ-1400 с вырезающим устройством, оснащенным гидроприводом, с проектной производительностью 2000 и 1400 м³/час соответственно) необходимость учета конструктивных особенностей режущего органа возрастает одновременно с ростом производительности машин.

### Список литературы

1. Попович М.В., Бугаенко В.М. Путевые машины. М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2009. 820 с.
2. Ковальский В.Ф. Системный анализ и синтез статических и динамических параметров гидрообъемного привода скребковой цепи щебнеочистительных машин: дис.. д-ра. техн. наук. М., 2005. 240 с.
3. Чалова М.Ю. Совершенствование метода расчета параметров скребково-цепного исполнительного устройства щебнеочистительных машин нового поколения: дис.. канд. техн. наук. М., 2015. 144 с.
4. Алексеева Т.В. Дорожные машины. Часть I. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1972. 504 с.

### References

1. Popovich M.V., Bugaenko V.M. *Travel machines*. Moscow, GOU «Uchebno-metodicheskiy tsentr po obrazovaniyu na zheleznodorozhnom transporte», 2009. 820 p. (In Russian).
2. Kovalsky V.F. System analysis and synthesis of static and dynamic parameters of the hydrostatic drive of the scraper chain of crushed stone cleaning machines. Diss. Dr. Sci. (Engineering). Moscow, 2005. 240 p. (In Russian).
3. Chalova M.Yu. Improving the method for calculating the parameters of the scraper-chain actuator of the new generation of rubble-cleaning machines. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow, 2015. 144 s. (In Russian).
4. Alekseeva T.V. *Road cars. Part I. Machines for earthworks*. Moscow, Mashinostroyeniye, 1972. 504 p. (In Russian).