

УДК 69.002

Доценко А.И. – доктор технических наук, профессор**Зотов В.А.** – кандидат технических наук, доцент**Озеров В.В.** – кандидат технических наук, доцент

E-mail: kafedra.tmegad@mail.ru

Московский государственный строительный университет

Адрес организации: 129337, Россия, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26

Динамические параметры конструкции современных мусоровозов**Аннотация**

В статье рассмотрена энергетика технологических процессов при работе машин для удаления твердых (ТБО) и жидких (ЖБО) бытовых отходов.

Приводятся следующие расчетные параметры машин, в наибольшей степени влияющие на конструктивные решения их наиболее нагруженных при работе узлов:

Мусоровозы для ТБО – полезная грузоподъемность машины; расчетные усилия на штоке гидроцилиндра уплотняющей плиты; мощность привода уплотняющей плиты.

Мусоровозы для ЖБО – вместимость цистерны; глубина забора нечистот из колодцев и выгребных ям.

Ключевые слова: коммунальные машины, мусоровозы, конструктивные узлы, динамические параметры.

Технологический процесс «Санитарная очистка городских территорий» включает работы по удалению двух видов отходов – твердых бытовых отходов (ТБО) и жидких бытовых отходов (ЖБО).

При этом используются два типа машин – мусоровозы для ТБО и мусоровозы для ЖБО (где нет канализационных сетей).

Конструктивные и технологические преимущества машин определяются применением в конструкциях мусоровозов для ТБО кузовной механической схемы сбора, уплотнения и разгрузки отходов, а в мусоровозах для ЖБО – вакуумной схемы забора технологической жидкости и ее удаления из собирающей машины.

При проектировании кузовных мусоровозов рассчитываются следующие три динамических параметра машины, в наибольшей степени влияющие на конструктивные решения ее наиболее нагруженных при работе узлов:

– масса перемещаемого груза или полезная грузоподъемность машины, определяющая при проектировании выбор ее базового шасси;

– максимальное расчетное усилие на штоке гидроцилиндра уплотняющей плиты, влияющее на выбор конструктивных решений уплотняющей плиты и кузова мусоровоза;

– необходимая для оценки энергетического баланса машины мощность привода уплотняющей плиты.

Выбор базового шасси мусоровоза осуществляется по критерию грузоподъемности, который определяет максимальную величину полезной грузоподъемности машины с учетом массы спецоборудования и соответствующего ей полезного объема кузова.

Если задается главный параметр мусоровоза – вместимость его кузова (полезный объем) – V_k , то полезная расчетная грузоподъемность машины – G_n :

$$G_n = G_n - G_c, \text{ т,} \quad (1)$$

где G_c – расчетная номинальная грузоподъемность базового шасси мусоровоза, т:

$$G_n = V_k \cdot \gamma \cdot K_{\text{нап}} (1 + C_{\text{уд.к}}) / K_{\text{пер}}, \text{ т,} \quad (2)$$

где V_k – вместимость кузова – 6...24 м³, γ – объемная масса неуплотненных твердых отходов – 0,16...0,23 т/м³, $K_{\text{нап}}$ – коэффициент наполнения кузова неуплотненными отходами, учитывающий наличие пустот в верхней части загруженного кузова и неравномерность уплотнения отходов внутри объема кузова – 0,85...0,92, $C_{\text{уд.к}}$ – удельная масса спецоборудования на единицу массы перевозимых отходов:

$$C_{\text{уд.к}} = G_c / \rho_m \cdot V_k \rightarrow \min,$$

G_c – масса спецоборудования, т (график рис. 1), ρ_m – плотность мусора (т/м^3) в зависимости (график рис. 2) от коэффициента уплотнения $K_{упл}$ – 2...6, $K_{пер}$ – коэффициент допустимой перегрузки шасси по сравнению с его номинальной грузоподъемностью – 1,1...1,2.

Зная расчетную номинальную грузоподъемность базового шасси – G_n и массу его спецоборудования – G_c , находим полезную расчетную грузоподъемность мусоровоза – $G_{п}$ (формула (1)) – массу груза, которую одновременно может перемещать одна машина.

Из размерного ряда грузоподъемности – G_r грузовых автомобилей выбирается шасси, наиболее соответствующее по параметрам номинальной расчетной грузоподъемности шасси мусоровоза – G_n .

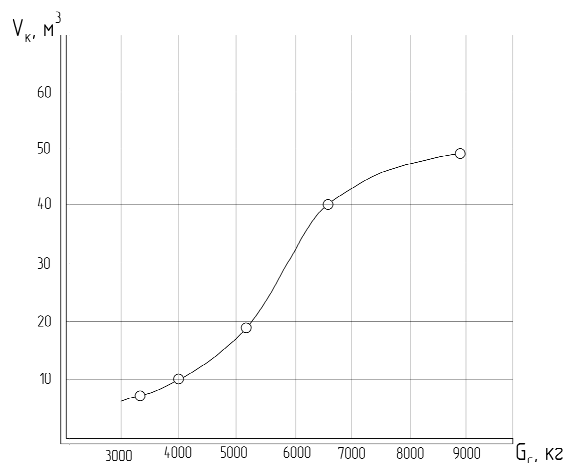


Рис. 1

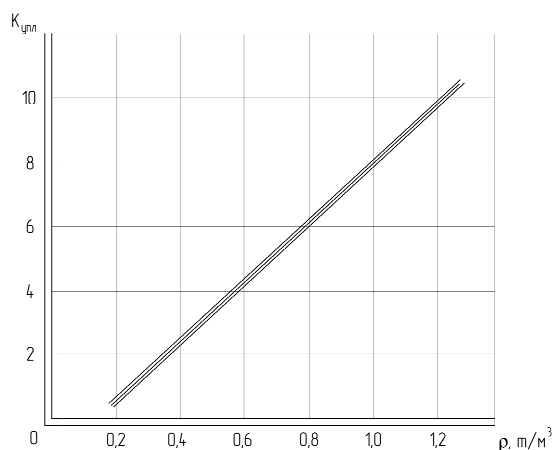


Рис. 2

Главной функцией уплотняющих устройств в машинах для сбора и транспортирования ТБО является перемещение отходов от загрузочного бункера или ковша системы загрузки машины внутрь кузова и уплотнение их до максимального значения, определяемого физико-механическими свойствами отходов и допустимыми показателями энергоемкости и материалоемкости процесса уплотнения.

Наибольшее распространение в конструкциях уплотняющих устройств мусоровозов получили два варианта конструкции привода уплотняющей плиты – уплотняющая плита с плоскопараллельным перемещением и уплотняющая плита поворотная в вертикальной плоскости.

Схема работы уплотняющей плиты с плоскопараллельным перемещением приведена на рис. 3.

Характерным расчетным случаем уплотнения отходов является заключительный этап уплотнения в кузове при максимальных значениях коэффициентов уплотнения и наполнения кузова отходами.

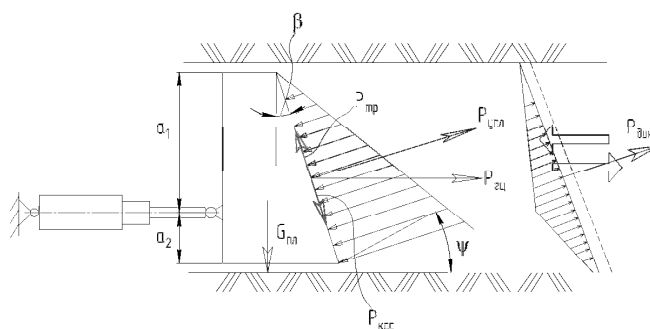


Рис. 3

Для увеличения коэффициента наполнения кузова рабочая поверхность плиты располагается под углом к вертикали – углом установки β (рис. 3). Средняя величина давления на рабочую поверхность плиты – p (МПа) определяется по эмпирической зависимости по заданной величине коэффициента уплотнения $K_{упл} - 2...6$:

$$p = (0,183K_{упл})^{3,8}, \text{ МПа.}$$

Статическое полное усилие уплотнения – $P_{упл}$ будет:

$$P_{упл} = pF_{пл} = (0,183K_{упл})^{3,8} \cdot F_{пл} \cdot 10^6, \text{ Н,}$$

где $F_{пл}$ – площадь рабочей поверхности плиты – $7...8 \text{ м}^2$.

Гидроцилиндр привода уплотняющей плиты подбирается по расчетному максимальному усилию на штоке гидроцилиндра при уплотнении мусора в кузове и выталкиванию его из кузова мусоровоза при разгрузке кузова.

Активное усилие – $P_{гц}$ на штоке гидроцилиндра привода плиты (Н), расположенного горизонтально (рис. 3), при уплотнении определяется:

$$P_{гц} = P_{упл} / \cos\beta = \frac{(0,183 \cdot K_{упл})^{3,8} \cdot F_{пл} \cdot 10^6}{\cos\beta}, \text{ Н.} \quad (3)$$

Равновесие плиты в вертикальной плоскости обеспечивает условие:

$$G_{пл} = P_{упл} \frac{\text{tg}\delta - \text{tg}\beta}{\cos\beta}, \text{ Н,} \quad (4)$$

где $G_{пл}$ – масса уплотняющей плиты, т (рис. 3), δ – угол внешнего трения отходов по поверхности плиты – $29...44$ град., β – угол установки плиты – $16...19$ град.

Для прочностных расчетов используется динамическое усилие уплотнения – $P_{дин}$:

$$P_{дин} = P_{гц} \cdot K_{дин}, \text{ Н,} \quad (5)$$

где $K_{дин}$ – коэффициент динамичности – $1,3...1,7$.

Мощность привода уплотняющей плиты – $N_{пл}$, кВт, определяется:

$$N_{пл} = 10^3 \cdot P_{дин} \cdot V_{пл}, \text{ кВт,} \quad (6)$$

где $V_{пл}$ – линейная скорость перемещения плиты, равная скорости выдвижения штока приводного гидроцилиндра плиты – $0,1...0,2 \text{ м/с}$.

Разгрузка кузова мусоровоза

В конструкциях мусоровозов наибольшее распространение получила принудительная разгрузка кузова с помощью уплотняющей плиты. Максимальное усилие вытеснения массы мусора из кузова мусоровоза – $P_{выт}$ определяется для предельного случая сдвига всей массы мусора в кузове, сопротивлением холостого перемещения плиты, силой трения мусора по дну кузова и силой трения о боковые стенки кузова вследствие заклинивания массы мусора боковыми стенками:

$$P_{выт} = G_{пл} \cdot f + \frac{V_k \gamma \cdot K_{упл} \cdot \text{tg}\delta}{1 - 2K_{бок} \cdot l / B \text{tg}\delta}, \text{ Н,} \quad (7)$$

где $G_{пл}$ – масса выталкивающей (уплотняющей) плиты, т; должна быть не меньше массы, подсчитываемой по формуле (4), f – коэффициент сопротивления перекачиванию

опорных роликов выталкивающей плиты вдоль направляющих или днища кузова – 0,03...0,06, V_k – полезный объем кузова мусоровоза – 6–24 м³, γ – плотность неуплотненных (насыпных) отходов – 0,16...0,23 т/м³, $K_{упл}$ – коэффициент уплотнения отходов 2...6, $K_{бок}$ – коэффициент бокового давления мусора на стенки кузова – 0,4...0,6, l – длина полезного объема кузова мусоровоза, м; $l = (2,5...4)$ В, В – ширина полезного объема кузова мусоровоза – 2,2...2,9, м, δ – угол внешнего трения отходов по поверхности выталкивающей плиты – 22...44 град.

Мощность привода выталкивающей плиты – $N_{выт}$, кВт:

$$N_{выт} = 10^{-3} \cdot P_{выт} \cdot V_{выт}, \text{ кВт}, \quad (8)$$

где $P_{выт}$ – усилие вытеснения массы мусора из кузова мусоровоза, Н (формула (7)), $V_{выт}$ – скорость выталкивания плиты под нагрузкой – 0,1...0,2 м/с.

За максимальное расчетное усилие на штоке гидроцилиндра привода уплотняющей плиты при конструировании гидроцилиндра привода принимается наибольшее усилие, определяемой по формулам (5) и (7). Соответственно, принимается и расчетная мощность привода плиты.

Схема работы уплотняющей плиты поворотной в вертикальной плоскости приведена на рис. 4.

Характерным расчетным случаем уплотнения отходов плитой данной конструкции является заключительный этап уплотнения отходов в кузове при максимальных значениях коэффициентов уплотнения и наполнения. Предельное равновесие уплотнения соответствует максимальному углу поворота плиты относительно вертикали внутрь кузова $\alpha_{max} \approx 22^\circ$, что обеспечивает сдвиг отходов в кузове под углом сдвига ψ к горизонту.

Рассматривая отходы, как сыпучую среду с некоторым сцеплением их частиц друг с другом, можно принять:

$$\psi = \pi/4 - 0,5g, \text{ град},$$

где g – угол внутреннего трения твердых отходов, град.

Давление уплотнения действует нормально к поверхности уплотняющей плиты и изменяется от минимального – в верхней части плиты до максимального у ее нижней кромки по эпюре приблизительно треугольного характера.

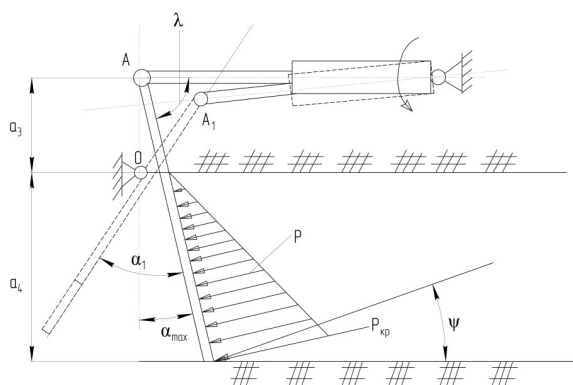


Рис. 4

Главной силовой характеристикой процесса уплотнения отходов поворотной плитой является усилие на внешней кромке плиты $P_{кр}$ (рис. 4), которое соответствует интегральным силам давления, развиваемым этой плитой.

Момент сопротивления поворота плиты $M_{пов}$ (нм) будет:

$$M_{пов} = 2/3 p F_{пл} \cdot a_n, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (9)$$

где p – средняя величина давления плиты на отходы, обеспечивающая заданный коэффициент уплотнения, МПа;

$$p = (0,183 K_{упл})^{3,8},$$

$F_{пл}$ – площадь рабочей поверхности уплотняющей плиты – 7...8 м²:

$$F_{пл} = a_n \cdot B,$$

a_4 – максимальная высота рабочей поверхности плиты, м;

B – ширина уплотняющей плиты – 2,2...2,9 м.

Тогда усилие $P_{кр}$ на кромке уплотняющей плиты (н) будет:

$$P_{кр} = M_{пов} / a_n; P_{кр} = 2/3 (0,183 K_{упл})^{3,8} \cdot F_{пл} \cdot 10^6, \text{ н},$$

где $K_{упл}$ – коэффициент уплотнения – 2...6.

Выбор гидроцилиндров поворота уплотняющей плиты производится по величине хода штока, определяемого кинематическим анализом, и максимального усилия, создаваемого гидроцилиндром (н) – $P_{гц}$:

$$P_{гц} = \frac{M_{пов}}{a_3 \cdot \sin \lambda} = \frac{2a_4 \cdot F_{пл}}{3a_3 \cdot \sin \lambda} (0,183 \cdot K_{упл})^{3,8} \cdot 10^6, \text{ Н}, \quad (10)$$

где a_3 – плечо приложения силы поворота уплотняющей плиты – 1,2...1,4 м (рис. 4), a_4 – высота уплотняющей плиты, м (рис. 4), λ – угол между продольной осью гидроцилиндра и продольной осью рычага уплотняющей плиты – 8...12 град (рис. 4).

При проектировании машин для транспортирования жидких бытовых отходов задаются параметрами, определяющими условия эксплуатации машины.

Таких параметров два:

- вместимость цистерны ассенизационной машины;
- глубина забора нечистот из колодцев и выгребных ям.

В соответствии с заданными эксплуатационными показателями определяют:

- параметры и режимы работы вакуум-насоса машины;
- полезную грузоподъемность ассенизационной машины и класс ее базового шасси.

Расчетное разряжение в цистерне определяют для двух возможных режимов работы вакуум-насоса:

- разряжение в цистерне, которое необходимо создать на начальном этапе заполнения цистерны нечистотами – в начале движения нечистот по рукаву;
- разряжение в конце заполнения цистерны нечистотами.

Разряжение в цистерне численно равно сумме сопротивлений, возникающих при заборе нечистот из колодца и движении их по рукаву.

Для первого случая в самом начале забора нечистот машиной сумму возникающих сопротивлений H_0 находят по формуле:

$$H_0 = \rho g (H_b + h_1 + h_2), \text{ Па}, \quad (11)$$

где H_0 – разряжение в цистерне, которое требуется создать, чтобы началось движение по рукаву, Па, ρ – плотность нечистот – 1100, кг/м³, g – ускорение силы тяжести, кг/см², H_b – расстояние от точки забора нечистот в выгреб до нижней части цистерны, м, h_1 – потери напора, возникающие при движении нечистот по всасывающему рукаву, м.

Потери h_1 вызываются трением нечистот о стенки рукава и определяются по формуле:

$$h_1 = \frac{V^2 \cdot l}{d \cdot 2g} \lambda, \text{ м}, \quad (12)$$

где V – средняя скорость движения нечистот по рукаву, м/с; $V > 1,5...2,5$ м/с, l – длина рукава, м, d – внутренний диаметр рукава, м, λ – коэффициент сопротивления:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{K_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (13)$$

или

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{K_3}{d} \right)^{0,25}, \quad (14)$$

где K_3 – коэффициент, характеризующий шероховатость рукава, принимается равным: $K_3 = 0,4...0,6$;

Re – число Рейнольдса:

$$Re = V_{cp} \cdot d / \nu,$$

V_{cp} – средняя скорость движения нечистот в рукаве, м/с; $V_{cp} = 1,5...2,5$ м/с,

ν – кинематическая вязкость жидкости. Принимается $\nu = 0,8...1$ м²/с.

Вторую формулу, определяющую коэффициент сопротивления λ , применяют, если $Re > 700$;

h_2 (формула (12)) – местные потери напора, возникающие при входе нечистот во всасывающий рукав и выходе из него.

Для расчетов принимают следующее равенство:

$$h_1 + h_2 = 1,2 h_1. \quad (15)$$

Разряжение H_{Σ} в конце заполнения цистерны нечистотами находят по формуле:

$$H_{\Sigma} = \rho g (H + h_1 + h_2), \text{ Па}, \quad (16)$$

где $\rho \approx 1100 \text{ кг/м}^3$ – плотность нечистот, H – максимальная высота подъема нечистот в конце процесса заполнения цистерны, м:

$$H = H_{\text{в}} + H_{\text{м}}, \text{ м}, \quad (17)$$

где $H_{\text{в}}$ – заданная максимальная глубина очищаемого колодца или выгреб, м, $H_{\text{м}}$ – заданная максимальная высота подъема нечистот над дорожным покрытием, м.

Параметры и режимы работы вакуум-насоса

Главный параметр вакуум-машины – вместимость цистерны $V_{\text{ц}}$ определяет подачу вакуум-насоса. Приблизленно подача вакуум-насоса определяется зависимостью:

$$Q_{\text{о.н}} = (1,5 \div 2) V_{\text{ц}}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (18)$$

где $Q_{\text{о.н}}$ – подача вакуум-насоса, $\text{м}^3/\text{мин}$, $V_{\text{ц}}$ – вместимость цистерны, м^3 .

Определив необходимые режимы работы вакуум-насоса, т.е. расчетное разряжение в начале работы насоса (формула (11)) и в конце его работы (формула (16)), и необходимую подачу вакуум-насоса (формула (18)) из размерного ряда вакуум-насосов, выпускаемых промышленностью (табл.), находят необходимый вакуум-насос, параметры которого соответствуют требованиям эксплуатации ассенизационных машин.

Таблица

Производительность, $\text{м}^3/\text{мин}$	Мощность, кВт	Давление всасывания (разряжения), МПа
4,0	7,0	0,08
6,0	15,0	0,08
5,1	12,0	0,08
0,75	2,2	0,04
1,5	5,5	0,04
3,0	7,5	0,04
6,0	15,0	0,04
17,0	30,0	0,04
25,0	55,0	0,04
50,0	110,0	0,04

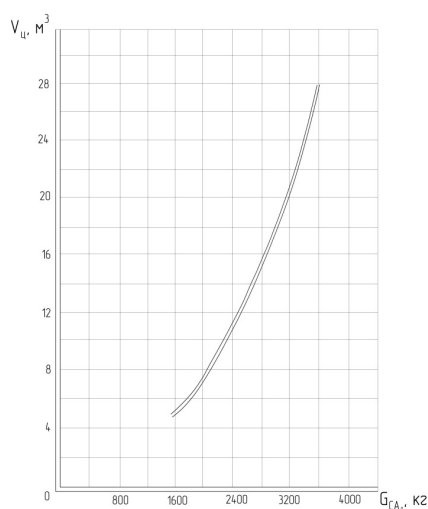


Рис. 5

Полезную расчетную грузоподъемность ассенизационной машины $G_{\text{ПА}}$ находят по формуле:

$$G_{\text{ПА}} = G_{\text{НА}} - G_{\text{СА}}, \text{ т}, \quad (19)$$

где G_{HA} – расчетная номинальная грузоподъемность базового шасси ассенизационной машины, т:

$$G_{HA} = V_{ц} \cdot \gamma_{ж} \cdot K_{нап} (1 + C_{уд.к}) / K_{пер}, \quad (20)$$

где $V_{ц}$ – полезный объем цистерны вакуум-машины – 8...17 м³, $\gamma_{ж}$ – объемная масса жидких отходов – 0,9...1,2, т/м³, $K_{нап}$ – коэффициент наполнения кузова жидкими отходами, учитывающий наличие пустот в верхней части загруженной цистерны – 0,8...0,9, $C_{уд.к}$ – удельная масса спецоборудования на единицу массы полезных отходов:

$$C_{уд.к} = G_{СА} / \gamma_{ж} \cdot V_{ц} \rightarrow \min,$$

$G_{СА}$ – масса спецоборудования, т (находится из графика рис. 5);

$K_{пер}$ – коэффициент допустимой перегрузки шасси по сравнению с его номинальной грузоподъемностью 1,1...1,2.

Зная расчетную номинальную грузоподъемность базового шасси машины G_{HA} и массу ее спецоборудования $G_{СА}$, находим полезную расчетную грузоподъемность ассенизационной машины $G_{ПА}$ (формула (19)) – массу груза, которую может одновременно перемещать одна машина.

Выбираем класс базового шасси ассенизационной машины

Из размерного ряда грузоподъемности G_r грузовых автомобилей выбираем шасси, по параметрам наиболее соответствующее расчетной номинальной грузоподъемности G_{HA} базового шасси ассенизационной машины (формула (20)).

Список библиографических ссылок

1. Доценко А.И., Зотов В.А. Машины и оборудование природообустройства и охраны окружающей среды города. Издание второе – М.: Высшая школа, 2014.
2. Доценко А.И., Рыбьев В.И., Зотов В.А. Коммунальные машины и оборудование, Ч. 1. – М.: МИКХиС, 1997.
3. Баловнев В.И., Кустарев Г.В. и др. Дорожно-строительные машины и комплексы. – Москва-Омск: Издательство «СИБАДИ», 2001.
4. Ярошевский Д.А., Мельников Ю.Ф., Корсакова И.Н. Санитарная техника городов. – М.: Стройиздат, 1990. – 319 с.
5. Александровская З.И., Букреев Е.М., Медведев Я.В., Юскевич Н.Н. Благоустройство городов. – М.: Стройиздат, 1984. – 341 с.
6. Александровская З.И., Кузьменкова А.М., Гуляев Н.Ф., Крхамбаев Я.И. Санитарная очистка городов от твердых бытовых отходов. – М.: Стройиздат, 1985. – 245 с.
7. Тарнижевский М.В. Жилищно-коммунальное хозяйство. – М.: Строймздат, 1986. – 248 с.

Dotsenko A.I. – doctor of technical sciences, professor

Zotov V.A. – candidate of technical sciences, associate professor

Ozerov V.V. – candidate of technical sciences, associate professor

E-mail: kafedra.tmegad@mail.ru

Moscow State University of Civil Engineering

The organization address: 129337, Russia, Moscow, Yaroslavskoye sh., 26

Dynamic parameters of the design of modern garbage trucks

Resume

Article is devoted to very topical issue connected with an operational assessment of parameters, the main machine parts influencing on constructive solutions for sanitary cleaning of the cities. By means of this assessment it is possible to optimize designs of machines in relation to conditions of their operation.

The main questions of power of some technological processes carried out by machines for removal of waste products of the population of the city are considered. For these purposes are used two types of machines – garbage trucks for removal of the solid household waste (SHW)

and machines for removal of the liquid household waste (LHW) in residential areas with lack of the centralized sewer system.

The work tool of garbage trucks for removal of TBO is the body with the consolidation system consisting of a packer plate with the drive built in it.

In the article the design parameters of machines which are most influencing on constructive solutions of their parts, the most loaded during the work, rated forces on a rod of a hydraulic cylinder of a packer plate and the power of the drive of a packer plate are given.

At garbage trucks for removal of LHW by work tool the pump working in two modes with the drive from the engine of the basic machine is. To key parameters of these machines possible to carry the capacity of the tank and depth of intake of sewage from wells and cesspools.

Settlement decisions provided in article are intended for use at design of machines for removal of solid and liquid household waste, and also for a choice of repair parts proved as replacement with ready analogs of the fulfilled parts.

Keywords: municipal cars, garbage trucks, constructive knots, dynamic parameters.

Reference list

1. Dotsenko A.I., Zotov V.A. Vehicle and equipment for environmental engineering and protection city environment. Second edition. – M.: Vysshaya shkola, 2014.
2. Dotsenko A.I., Ryb'ev V.I., Zotov V.A. Municipal vehicle and equipment. Ch. 1. – M.: MIKHIS, 1997.
3. Balovnev V.I., Kustarev G.V. and other. Road-building cars and complexes. – Moscow-Omsk: Publishing house «SIBADI», 2001.
4. Yaroshevsky D.A., Millers Yu.F., Korsakova I.N. Sanitary equipment of the cities. – M.: Stroyizdat, 1990. – 319 p.
5. Aleksandrovskaya Z.I., Bukreev E.M., Medvedev Ya.V., Yuskevich N.N. Improvement of the cities. – M.: Stroyizdat, 1984. – 341 p.
6. Aleksandrovskaya Z.I., Kuzmenkova A.M., Gulyaev N.F., Krkhambayev Ya.I. Sanitary cleaning of the cities of solid household waste. – M.: Stroyizdat, 1985. – 245 p.
7. Tarnizhevsky M.V. Housing and communal services. – M.: Stroyizdat, 1986. – 248 p.