

Схема саней для автомобильной вывозки леса в хлыстах:
а—вид сбоку; б—вид сверху; в—передний полуприцеп (вид сзади)

К верхним усиливающим брускам жестко крепится хомутами из полосового железа сечением 8×100 мм коник *б* полуприцепа. Место установки коника переднего полуприцепа на несущих брусках зависит от того, какую нагрузку нужно дать на поз автомобиля, а также от прочности самого полуприцепа. На конике имеются стойки сечением 14×16 см, высотой 115 см. Стоечные замки обычные — от саней АОС-6. Задний коник в реконструированном полуприцепе типа Палло выброшен, так как он мешал бы развороту груза на кривых участках пути.

Вращающийся на шкворне коник заднего полуприцепа (подшипник типа АОС-6) должен быть уже переднего полуприцепа на 1 м.

Автомобиль переоборудуют под хлыстовую вывозку следующим образом: снимают кузов и к раме автомобиля стрелочками прикрепляют деревянную раму, в которую врезана полунка *7* для вращающегося на шкворне *8* подвижного коника *9*. Продольные бруска переднего полуприцепа подвешивают к подвижному конику автомобиля и сцепляют с ним при помощи нескольких звеньев цепи и соединительных болтов.

Полоз переднего полуприцепа соединен с автомобилем тросом 10 диаметром 16 мм, в один конец которого вплетена цепь для регулирования натяжения сцепки. Передний полуприцеп соединен с задним путем прямой сцепки полозьев и крестовой сцепки поперечных брусков. В концы соединительных тросов вделаны полуметровые отрезки регулировочных цепей.

Перед погрузкой сани распускают на требуемую длину в зависимости от средней длины хлыстов. При движении автомобиля с санями в порожнем направлении задний полуприцеп сцепляют с передним короткой, 3—5-звенной цепью, а тросовые стяжки наматывают на коник.

Недостаток данной конструкции саней заключается в том, что в ней не предусмотрено устройство замка, позволяющего быстро отцеплять на время погрузки или разгрузки передний полуприцеп от автомобиля. Однако это обстоятельство не приводило к большим простоям автомобилей, так как на нижних складах разделочные площадки устраивались таким образом, чтобы на них можно было разгружать не менее двух возов груза. Кроме того, дополнительно создавались резервные разделочные площадки. Такие же резервные погрузочные площадки устраивались и на верхних складах.

При соответствующем усилении отдельных узлов саней, в частности полоза, и при некотором изменении формы несущих брусков и коника рейсовую нагрузку на автомобиль, как мы полагаем, можно будет довести до $50-60$ м³ леса. При такой величине веза давление на автомобиль можно регулировать соответствующим перемещением коника на продольных брусках полуприцепа.

Таким образом, применение на хлыстовой вывозке леса описанной нами конструкции саней даст возможность использовать зимой мощные автомобили ЗИЛ-151, МАЗ-200 и МАЗ-501 с еще большим экономическим эффектом.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВАКУУМ-ЦИСТЕРН

М. Г. Красник, И. И. Леонович, А. Л. Оковитый

БЛТИ им. С. М. Кирова

При эксплуатации ледяных дорог важное значение имеет своевременная и правильная поливка дорожного полотна, требующая большого количества воды. Применение для этих целей насосных установок связано со значительными трудностями, так как в зимних условиях их обслуживание очень трудоемко. Хорошие результаты дает поливка ледяных дорог с помощью установленной на автомобиле вакуум-

цистерны (рис. 1), под которую приспособляют автоцистерну или бак.

Для нормальной работы такой вакуум-цистерны необходимо определенное соотношение диаметра всасывающей воду трубы, толщины стенок цистерны и высоты установки ее над уровнем воды в водоеме. Однако отсутствие методики гидравлического расчета приводит к нарушению этих условий, что

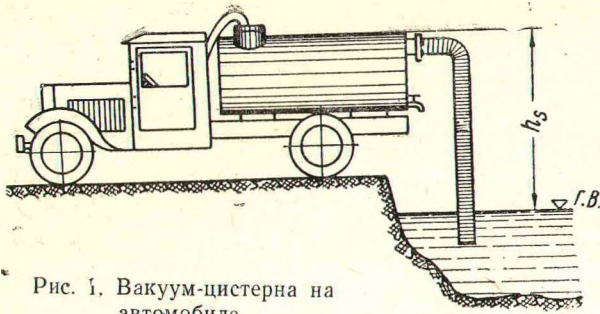


Рис. 1. Вакуум-цистерна на автомобиле

отражается на работе вакуум-цистерны. Так, неправильно построенная в Шарьинском леспромхозе треста Костроматранслес вакуум-цистерна не стала заполняться водой и в результате деформировалась.

Известно, что автоцистерна заполняется водой благодаря тому, что двигатель автомобиля, отсасывая воздух, создает в ней вакуум. Поскольку внешнее атмосферное давление может деформировать цистерну, допустимую величину вакуума надо определять с учетом прочности (устойчивости) ее стенок.

С некоторым приближением можно принять, что отсос двигателя воздуха из цистерны происходит непрерывно и в неизменном количестве. Поэтому для сохранения постоянства величины вакуума в цистерне необходимо соблюдение следующего равенства:

$$Q_{\text{возд.}} = Q_{\text{воды}} \quad (1)$$

где:

$Q_{\text{возд.}}$ — объем воздуха, потребляемого двигателем в единицу времени;

$Q_{\text{воды}}$ — объем воды, проходящей через всасывающую трубу вакуум-цистерны в ту же единицу времени.

Объем воздуха, потребляемого двигателем в секунду, определяем по приближенной формуле:

$$Q_{\text{возд.}} = \frac{n \cdot m \cdot K}{120} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (2)$$

где:

n — число оборотов коленчатого вала в мин.;

m — рабочий объем цилиндров в м³;

K — коэффициент наполнения цилиндров.

Обычно содержание топлива в горючей смеси составляет 5—6% по весу, а по объему эта величина еще меньше, поэтому в формуле (2) для вычисления расхода воздуха поправочный коэффициент на содержание воздуха в горючей смеси принят нами равным 1. Тем самым величина $Q_{\text{возд.}}$ несколько завышена.

Зная объем воздуха, выкачиваемого из цистерны, и диаметр трубы, всасывающей воду, можем подсчитать скорость движения воды в трубе

$$v = \frac{4 \cdot Q_{\text{возд.}}}{\pi d^2} \text{ м/сек.} \quad (3)$$

Из этих данных легко определить гидравлические потери напора во всасывающей трубе по следующей формуле:

$$h_{\text{пот.}} = \frac{v^2}{2g} \left(1 + \sum \xi + \lambda \frac{l}{d} \right) \text{ м вод. ст.} \quad (4)$$

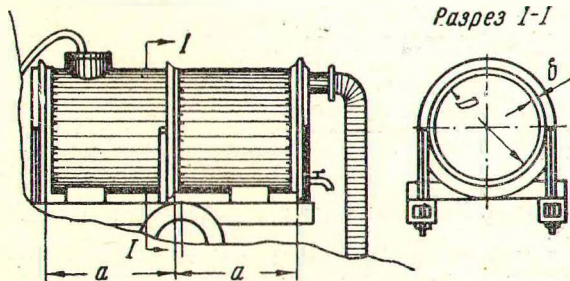


Рис. 2. Вакуум-цистерна с наваренными ребрами жесткости

Здесь: λ — коэффициент сопротивления шланга; для обычных резиновых шлангов его можно определить по формуле

$$\lambda = 2 gk,$$

где:

g — ускорение силы тяжести в м/сек²;

k — коэффициент, учитывающий материал шланга (он может быть принят равным в среднем 0,0009);

l — длина резинового шланга в м;

d — диаметр шланга в м;

$\sum \xi$ — сумма коэффициентов всех местных сопротивлений.

Величину внешнего давления, которое может выдержать цистерна круглой формы, получаем из приближенной формулы:

$$h = \frac{20 E}{\alpha} \left(\frac{\delta}{D} \right) \text{ м вод. ст.}, \quad (5)$$

где:

E — модуль упругости материала цистерны в кг/см²;

α — коэффициент запаса (для труб его обычно принимают равным 2, для баков, учитывая наличие торцовых стенок, — 1,1—1,5);

δ — толщина стенок в м;

D — диаметр цистерны в м;

h — внешнее давление.

Для того чтобы цистерна не деформировалась под действием внешнего давления, необходимо соблюсти равенство:

$$h = h_{\text{пот.}} + h_s \text{ м вод. ст.}, \quad (6)$$

где h_s — высота всасывания, измеряемая от уровня воды в водоеме до оси всасывающей трубы у входа ее в бак. С некоторым запасом эту высоту можно измерять от уровня воды до верха цистерны.

Отсюда следует, что величину h_s можно определить по равенству

$$h_s = h - h_{\text{пот.}} \text{ м вод. ст.} \quad (6')$$

Высоту всасывания следует определять в каждом конкретном случае в натуре (как показано на рис. 1). Если полученная в натуре величина h_s меньше или равна вычисленной по формуле (6'), то расчет на этом заканчивают, так как цистерна будет пригодной для эксплуатации.

Если же фактическая величина h_s больше вычисленной для данного случая по формуле, то необходимо или увеличить диаметр всасывающего шланга и тем самым уменьшить гидравлические потери, или наварить ребра жесткости на цистерну (рис. 2), что позволит ей выдержать большее внешнее давление.

Допустимая величина внешнего давления на цистерну при наличии ребер жесткости определяется по табл. 1, составленной для коэффициента запаса $\alpha = 2$.

Таблица 1

$\frac{D}{2a^*}$	$100 \frac{\delta}{D}$			
	0,2	0,4	0,6	0,8
0	0,17	1,4	4,8	11,2**
0,1	0,9	5,0	14,5**	
0,2	1,8	10,5**		
0,3	2,8			
0,4	3,8			
0,5	4,8			

* a — расстояние между ребрами жесткости.

** Цифры, напечатанные жирным шрифтом, даны лишь для нужд интерполяции; вообще во всех случаях принимают максимальную величину $h = 7$ м вод. ст.

Таким образом, для расчета цистерны с ребрами за исходные данные принимаем: внешнее давление h , полученное из табл. 1 (во всяком случае не превышающее 7 м вод. ст.), и высоту всасывания h_s , определенную в натуре.

Пользуясь этими данными, вычисляем по формуле (6) $h_{\text{пот.}}$, затем для того чтобы подобрать диаметр всасывающего

шланга, воспользуемся формулой (4), предварительно вставив в нее v из формулы (3)

$$h_{\text{пот}} = \frac{16Q^2}{2g \pi^2 d^4} \left(1 + \sum \xi + \lambda \frac{l}{d} \right) \text{ м вод. ст. (7)}$$

На основе формулы (7) можно построить график, позволяющий легко определить диаметр шланга d в см по величине потерь ($h_{\text{пот}}$).

Следует отметить, что при установке цистерны на машинах ЗИЛ-5, ЗИЛ-150 и ЗИЛ-151 диаметр шланга, как показали пробные расчеты, должен быть не меньше 10 см.

Для наглядности приведем пример гидравлического расчета вакуум-цистерны диаметром 1 м, толщиной стенок $\delta = 6$ мм, установленной на автомобиле ЗИЛ-5. У места забора воды машину ставят так, что $h_s = 4$ м.

1. Определяем по формуле (2) количество воздуха, всасываемое двигателем в единицу времени:

$$Q_{\text{возд.}} = \frac{n \cdot m \cdot K}{120} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Для автомобилей ЗИЛ-5, ЗИЛ-150 и ЗИЛ-151 число оборотов n , соответствующее максимальному крутящему моменту, равно 1200 об/мин.

Рабочий объем цилиндров m для машин этих марок равен 0,55 л, или 0,00555 м³.

Коэффициент наполнения цилиндров K принимаем равным 0,85, тогда:

$$Q_{\text{возд.}} = \frac{1200 \cdot 0,00555 \cdot 0,85}{120} = 0,047 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

2. Принимаем диаметр всасывающей трубы (шланга) $d = 15$ см и определяем скорость движения воды по формуле (3):

$$v = \frac{4 \cdot Q_{\text{возд.}}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,047}{3,14 \cdot 0,15^2} = 2,66 \text{ м/сек.}$$

3. По формуле (4) определяем потери во всасывающей трубе. Для этого необходимо сначала подсчитать сумму коэффициентов всех местных сопротивлений:

$$\sum \xi = \xi_{\text{вход.}} + \xi_{\text{пов.}} + \xi_{\text{вых.}}$$

Коэффициент $\xi_{\text{вход.}}$ зависит от формы входа и равен 0,06 при закругленной входной кромке; 0,25 — при тупой кромке и 0,50 — при острой входной кромке.

Коэффициенты сопротивления поворота берем по табл. 2.

Таблица 2

Угол поворота в °	Коэффициент сопротивления поворота ($\xi_{\text{пов.}}$)	
	для гладких шлангов	для шероховатых шлангов
5	0,016	0,029
10	0,034	0,044
15	0,042	0,062
22	0,066	0,154
30	0,13	0,165
45	0,236	0,32
60	0,471	0,84
90	1,129	1,256

Коэффициенты сопротивления выхода при различном соотношении площадей поперечного сечения всасывающего шланга ω_1 и цистерны ω_2 приведены в табл. 3.

Таблица 3

$\frac{\omega_1}{\omega_2}$	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,2	0
$\xi_{\text{вых}}$	0	0,09	0,04	0,09	0,16	0,25	0,36	0,49	0,64	0,81	1

Принимаем $\xi_{\text{вход.}} = 0,25$ (входная кромка тупая), $\xi_{\text{пов.}} = 0,471$ (для гладких шлангов при угле поворота 60°). Допустим, что в нашем случае отношение

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{0,00785}{0,785} = 0,01,$$

тогда по табл. 3 находим с небольшим запасом $\xi_{\text{выход}} = 1$. Коэффициент сопротивления шланга

$$\lambda = 2g \cdot k = 2 \cdot 9,81 \cdot 0,0009 = 0,01766.$$

Длина всасывающего шланга $l = 8$ м, откуда:

$$\lambda \frac{l}{d} = 0,01766 \cdot \frac{8}{0,15} = 0,94.$$

Подставляя все полученные значения в формулу (4), получим:

$$h_{\text{пот}} = \frac{2,66^2}{19,62} (1 + 0,25 + 0,471 + 1,0 + 0,94) = \frac{2,66^2}{19,62} \cdot 3,661 = 1,32 \text{ м вод. ст.}$$

4. Определяем по формуле (5) величину внешнего давления, которое может выдержать цистерна:

$$h = \frac{20E^*}{a} \left(\frac{\delta}{D} \right)^3 = \frac{20 \cdot 2,1 \cdot 10^6 (0,006)^3}{1,5} = \frac{9,07}{1,5} = 6,05 \text{ м вод. ст.}$$

Определяем допустимую высоту всасывания по формуле (6):

$$h_s = 6,05 - 1,32 = 4,73 \text{ м.}$$

Так как полученная расчетом высота всасывания больше фактической: $4,73 > 4,0$, то расчет на этом заканчиваем. Отметим также, что высота машины с цистерной 2,1 м, из чего следует, что у места забора воды уровень воды может быть ниже поверхности земли не более чем на 2,63 м.

Второй пример. Произведем гидравлический расчет цистерны при следующих исходных данных: $\delta = 4$ мм, $D = 1$ м, автомашинка ЗИЛ-5, $h_s = 4,5$ м и длина цистерны 3 м.

При принятой толщине стенок цистерны, как и в первом примере, определяем допустимую высоту всасывания h_s . Она оказалась равной 1,8 м, таким образом, допустимая высота всасывания меньше действительной. Поэтому к цистерне привариваем три ребра жесткости из уголков № 4 (см. рис. 2). В данном случае расстояние между ребрами $a = 1,5$ м.

Теперь по табл. 1 находим, какое внешнее давление может выдержать цистерна.

$$100 \frac{\delta}{D} = \frac{100 \cdot 0,4}{100} = 0,4;$$

$$\frac{D}{2a} = \frac{100}{2 \cdot 150} = 0,33,$$

откуда $h = 7$ м вод. ст.

Далее, по формуле (6), находим гидравлические потери напора $h_{\text{пот.}} = 7 - 4,5 = 2,5$ м вод. ст.

Зная потери напора и расход, можно определить диаметр всасывающего шланга. Находим, что потерям $h_{\text{пот.}} = 2,5$ м вод. ст. соответствует диаметр, равный 13,2 см. Для наших целей принимаем ближайший больший стандартный диаметр.

* Модуль упругости материала цистерны; в данном случае для стали $E = 2,1 \times 10^6$ кг/см².