

УДК 629.012

С.А. Карасева

студентка, МАДИ,

тел.: +7(909)941-64-36,

e-mail: geliosveta@gmail.com

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖИТЕЛЯ ШНЕКОРОТОРНОЙ АМФИБИИ

Аннотация. В статье приводятся проектировочный и проверочный расчеты шнекового движителя вездехода-амфибии, рассматриваются особенности применения подобных вездеходов и зависимость геометрических параметров движителя от назначения шнекохода.

Ключевые слова: шнек, вездеход, амфибия.

Введение

Основной целью настоящей научной работы является разработка шнекороторного движителя спасательно-аварийного автомобиля-амфибии для прибрежных зон.

Особенности применения шнекороторных движителей заключаются в том, что они обеспечивают требуемую проходимость транспортно-технологических машин на грунтах со слабой несущей способностью (ниже 0,02 МПа) и по мелководью без установки дополнительных водометов (в отличие от вездеходов колесного и гусеничного типа).

Шнекороторный движитель состоит в общем случае из полого базового цилиндра с навитой на него винтовой лопастью (или несколькими лопастями). Подобная конструкция придает шнекороторным вездеходам необходимую плавучесть, превращая их в машины-амфибии. Для повышения плавучести базовый цилиндр, как правило, заполняется пенопластом или вспененным полиуританом либо герметизируют.

Основными параметрами движителя являются (рис. 1) [3]: диаметр цилиндра d , угол подъема винтовой линии β , высота лопасти h , шаг винтовой лопасти t , длина движителя L , вес (нагрузка на движитель) G , сила сопротивления движению P_f , величина тягового усилия P_k .

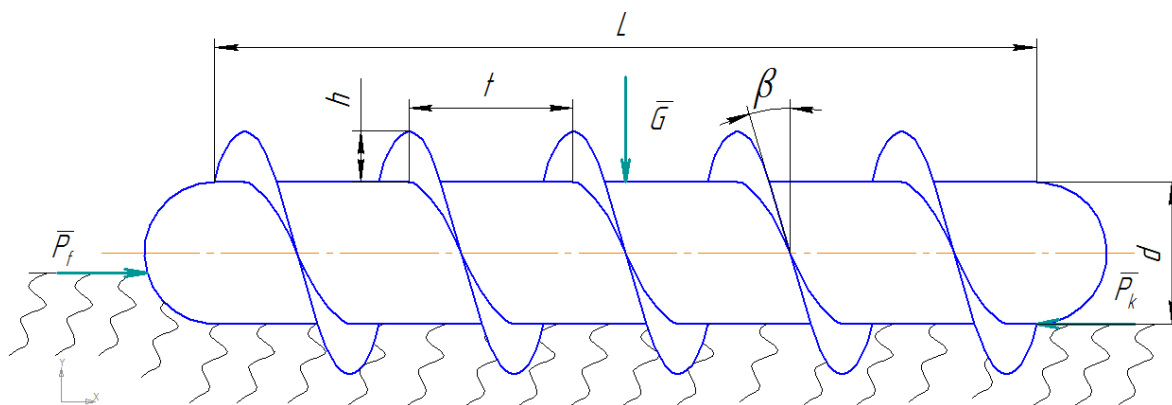


Рис. 1. Общий вид шнека и его основные параметры

Кроме того, характерной особенностью шнекороторных движителей является зависимость геометрических параметров от типа превалирующей опорной поверхности. Каждому типу грунтовых условий, в идеале, соответствует движитель определенных конструктивных параметров, и в случаях несоответствия шнек может прийти в негодность либо потерять эффективность вплоть до буксования на месте.

Тяговое усилие движителя тем больше, чем больше упорная поверхность винтовой пластины, которая, в свою очередь, зависит от глубины погружения движителя в грунт. Испытания шнекороторных машин и сравнительный анализ результатов с результатами аналогичных испытаний гусеничных вездеходов показали, что на грунтах с небольшим коэффициентом трения сопротивление движению больше у последних [2]. На болотистых грунтах движение гусеничных машин практически невозможно, так как основной вид сопротивления движению у них – это вертикальная реакция от деформации почвы; у шнекоходов – это

сопротивление трения о грунт. Соответственно, наоборот, при увеличении фрикционных свойств грунта и его плотности сопротивление трения растёт, отчего шнековые движители теряют свои преимущества перед гусеничными.

Из этого можно сделать вывод, что оптимальными грунтами для движения шнекороторных машин являются грунты со слабой несущей способностью и низким коэффициентом трения [2]. Благоприятными будут такие поверхности, как снег, лед, ил и болотистые грунты.

Также следует отметить, что воздействие шнека на грунты сравнимо с воздействием мясорубки. Последствия работы шнека могут оказывать катастрофическое воздействие на экологию местности, по которой он движется, и они могут быть признаны экологически безопасными только в особых технологических условиях – применение снеголедоходных вездеходов (в этом случае деформация снега или разрушение льда несущественно с точки зрения экологической безопасности) либо использование машин, изначально предназначенных для разрушения опорной поверхности. В рамках данной разработки актуальным является первое, так как зачастую люди попадают в беду и нуждаются в помощи именно зимой либо весной в период половодья, когда при аварийных ситуациях возникает потребность в амфибии, способной преодолевать ледоход, снежные заносы высотой в метр и препятствия в виде мокрого льда и чередующихся переходов лед – вода, снег – вода, снег – лед. Особыми технологическими условиями могут также считаться аварийно-спасательные работы, когда потенциальный экологический ущерб больше, нежели действительный, наносимый шнеками, а по сравнению с эффективностью применения шнекохода разрушения от него ничтожно малы (к примеру, при угрозе или ликвидации промышленных аварий на нефте- и газопроводах).

Проектировочный расчет

Проектировочный расчет выполнялся в соответствии с методикой, изложенной А.П. Куляшовым в своей книге «Роторно-винтовые амфибии».

Средняя масса амфибийных вездеходов со шнекороторными движителями варьируется от 3 до 4 т, тогда принимаем массу вездехода

$$m = 3,5 \text{ т} = 3500 \text{ кг.}$$

Отсюда вес машины

$$G = mg = 3500 \cdot 9,81 = 34\,335 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2}.$$

Исходя из графика, полученного при исследованиях шнекороторных машин и предоставленного на рис. 2 [2], можно примерно определить требуемый диаметр базового цилиндра движителя.

Принимаем расчетную величину диаметра равной

$$d = 0,7 \text{ м.}$$

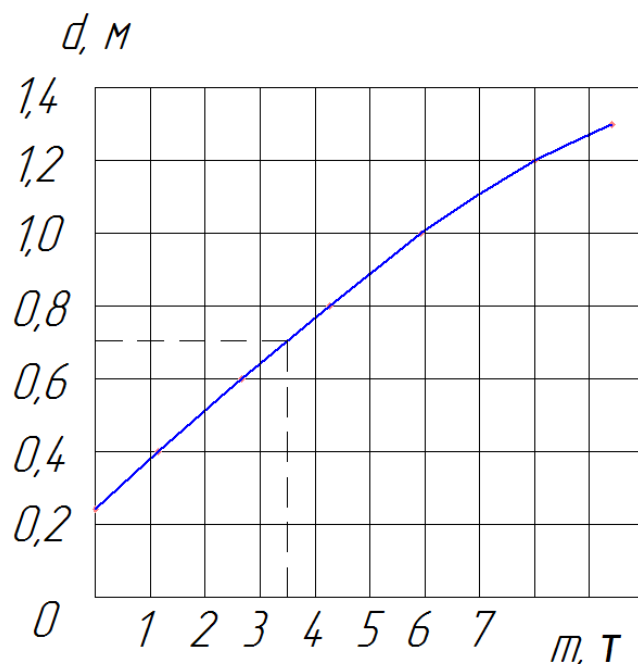


Рис. 2. График зависимости диаметра базового цилиндра от массы машины

Экспериментальные исследования показали [3], что наибольшее тяговое усилие достигается при соотношении

$$\frac{L}{d} = 6.$$

Отсюда

$$L = d \cdot 6 = 0,7 \cdot 6 = 4,2 \text{ м.}$$

В итоге испытаний шнекоходов на разных грунтах было выведено оптимальное соотношение высоты лопасти и базового цилиндра находится в диапазоне 0,165...0,170 [3]. Примем соотношение, равное

$$\frac{h}{d} = 0,167,$$

тогда

$$h = d \cdot 0,167 = 0,7 \cdot 0,167 = 0,1169 \text{ м} \approx 0,117 \text{ м.}$$

Угол подъема винтовой лопасти является оригинальным параметром шнекороторного вездехода (рис. 3). С увеличением угла подъема увеличивается скорость движения машины ввиду увеличения шага; однако по мере увеличения угла подъема падает величина тягового усилия из-за того, что осевая составляющая силы сцепления витков P_k уменьшается, а поперечная P_n возрастает. Это сильно влияет на вероятность неустойчивого движения, значительно повышая ее.

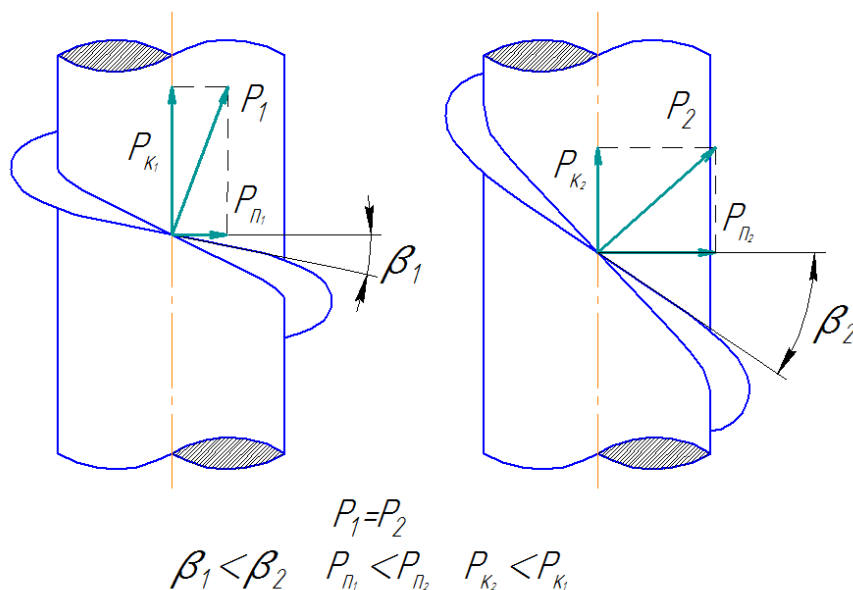


Рис. 3. Изменение сил на лопасти в зависимости от изменения угла подъема

Поэтому диапазон угла подъема для шнекороторных машин тоже строго регламентирован. Из экспериментальных испытаний, а также из опыта эксплуатации существующих машин было выявлено, что у тяговых машин угол подъема не должен превышать 20–30°, у скоростных вездеходов, наоборот, его делают 30° и выше [3].

Исходя из всех перечисленных факторов, принимаем угол подъема винтовой линии равным

$$\beta = 25^\circ.$$

Профиль винтовой лопасти может быть совершенно разнообразным, начиная от треугольного и заканчивая круглым. Для того, чтобы не было буксования на льду, выберем треугольное сечение (рис. 4) с углом профиля α , высотой h и шириной δ .

Угол профиля составляет 20...22° из условия прочности и условий врезания в опорную поверхность, однако для перемещения по льду без буксования он должен входить в диапазон 10–12° (в этом случае не происходит всплывание шнекового движителя под действием выталкивающей силы) [1].

Принимаем

$$\alpha = 12^\circ.$$

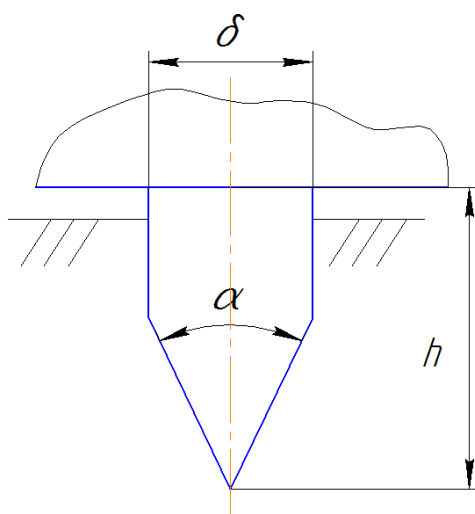


Рис. 4. Профиль винтовой лопасти

Из геометрических соображений ширину шага можно рассчитать, зная угол подъема винтовой лопасти и наружный радиус шнека R

$$R = r + h = \frac{d}{2} + h = \frac{0,7}{2} + 0,117 = 0,467 \text{ м.}$$

Тогда

$$t = 4R \cdot \operatorname{tg} \beta = 4 \cdot 0,467 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ = 0,87106 \text{ м} \approx 0,871 \text{ м.}$$

В соответствии со спецификой движения шнекороторной амфибии имеет место абразивный износ лопастей шнека, так как значительная часть тягового усилия расходуется на преодоление сопротивления сил трения. В связи с этим наиболее подходящими к данным условиям работы считаются такие материалы, как алюминиевый сплав, высокопрочная пенообразная пластмасса, низколегированные стали с пределом текучести не меньше 390 МПа, титановые сплавы [1]. Для разрабатываемого шнека возьмем низколегированную сталь 10ХСНД с пределом текучести 400 МПа.

Проверочный расчет

Проверочный расчет проводился в соответствии с методикой, изложенной С.В. Котовичем в своем учебном пособии «Движители специальных транспортных средств».

Для амфибии весом G , преодолевающей подъем с углом γ , нормальная составляющая сосредоточенной нагрузки P_{Γ} на лопасть шнека равна

$$P_{\Gamma} = k_{\text{дг}} \cdot G \cdot \sin \gamma,$$

где $k_{\text{дг}} = 1,1$ – коэффициент динамичности приложения горизонтальной нагрузки.

Наибольшая вертикальная нагрузка $P_{\text{в}}$, возникающая при опоре амфибии на расположенные по диагонали витки, равна

$$P_{\text{в}} = k_{\text{р}} \cdot k_{\text{дв}} \cdot G \cdot \cos \gamma,$$

где $k_{дв} = 1,25$ – коэффициент динамичности, а $k_p = 0,5$ – коэффициент распределения нагрузки.

Вызывающую разрушение лопасти результирующую силу Q , которая складывается из сил P_r и P_b , находим по формуле

$$Q = \frac{M_{T(пог)} \cdot \Phi_{пр}}{f_{отн} \cdot k_{дв} \cdot \cos\gamma + k_{дг} \cdot \sin\gamma}.$$

Где предельный по текучести погонный момент

$$M_{T(пог)} = \frac{\sigma_T \cdot \delta^2}{2\sqrt{3}}.$$

Ширина винтовой лопасти δ определяется из условия $\delta_{ст} > 0,7\delta$.

Выразив δ , получим

$$\delta < \frac{\delta_{ст}}{0,7} = 1,4\delta_{ст}.$$

Толщина стенки базового цилиндра определяется по формуле

$$\delta_{ст} \geq \frac{0,113 \cdot P_b \cdot L}{k_{оп} \cdot \sigma_T \cdot r^2}.$$

Коэффициент, учитывающий степень заделки балки, равен $k_{оп} = 1 \dots 2$. При отсутствии специальных обоснований $k_{оп} = 1$.

$$P_b = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 34\,335 \cdot \cos 35^\circ = 17\,578 \text{ Н}.$$

Тогда

$$\delta_{ст} \geq \frac{0,113 \cdot 17\,578 \cdot 4,2}{1 \cdot 400 \cdot 10^6 \cdot 0,35^2} = 0,000003 \text{ м}.$$

Исходя из конструктивных соображений, принимаем $\delta_{ст} = 0,005$ м (в соответствии с ГОСТ 19903-74, толщина листа горячекатанной стали находится в диапазоне $\delta = 1,2 \dots 12$ мм).

Из этого

$$\delta < 1,4 \cdot 0,005 = 0,007 \text{ м}.$$

Толщину винтовой лопасти принимаем равной

$$\delta = \delta_{ст} = 0,005 \text{ м}.$$

Тогда

$$M_{T(\text{пог})} = \frac{400 \cdot 10^6 \cdot 0,005^2}{2\sqrt{3}} = 2887 \text{ Н.}$$

Параметр $\Phi_{\text{пр}}$ характеризует влияние геометрии лопасти на энергопоглощение при ее предельной (пластической) деформации. При больших значениях отношения радиуса базового цилиндра $r = d/2 = 0,35$ м к наружному радиусу R (в данном случае $r/R = 0,7495$) $\Phi_{\text{пр}}$ принимается равным

$$\Phi = \Phi_{\text{пр}} = \frac{2\sqrt{R^2 - r^2 + \left[t \cdot \frac{\varphi}{2\pi}\right]^2}}{R - r},$$

где $\varphi = \arccos(r/R) = \arccos(0,7495) = 41,4529$.

Тогда

$$\Phi = \frac{2\sqrt{0,467^2 - 0,35^2 + [0,871 \cdot 41,4529 / (2\pi)]^2}}{0,467 - 0,35} = 98,3705.$$

Нормативное значение относительного прогиба лопасти шнека для расположенной на периферии точки приложения сосредоточенной силы принимается равным $f_{\text{отн}} = 0,06$. Максимальный угол подъема, преодолеваемый амфибией, принимается равным 35° .

Тогда

$$Q_{0,06} = \frac{2887 \cdot 98,3705}{0,06 \cdot 1,25 \cdot \cos 35^\circ + 1,1 \cdot \sin 35^\circ} = 410\,179 \text{ Н.}$$

Проверка предельной прочности производится по условию

$$\frac{Q_{0,06}}{G} \geq k,$$

где $k = 1,3$ – коэффициент запаса прочности (значение 1,3 принимается в судостроении, такое условие приемлемо для амфибии).

По расчетам

$$\frac{410\,179}{34\,335} = 11,9 \gg 1,3,$$

что удовлетворяет условиям прочности.

Выводы

1. Основные параметры шнека при проектировочном расчете выведены следующие:

- диаметр цилиндра $d = 0,7$ м;
- угол подъема винтовой линии $\beta = 25^\circ$;
- высота лопасти $h = 0,117$ м;
- шаг винтовой лопасти $t = 0,871$ м;
- длина движителя $L = 4,2$ м;
- вес (нагрузка на движитель) $G = 34\,335$ Н·м/с²;
- материал движителя – низколегированная сталь 10ХСНД.

2. При проверочном расчете необходимые условия прочности подтвердились; проектируемый шнек дееспособен.

Литература

1. Котович С.В. Движители специальных транспортных средств. М., 2013. 244 с.
2. Куляшов А.П., Колотилин В.Е. Экологичность движителей транспортно-технологических машин. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.
3. Николаев А.Ф., Куляшов А.П. Роторно-винтовые амфибии. Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1973. 48 с.

References

1. Kotovich S.V. *Dvizhitelispécial'nyhtransportnyh sredstv* (Drivers of special vehicles), Moscow, 2013, 244 s.
2. Kuljashov A.P, Kolotilin V.E. *Jekologichnost' dvizhitelejtransportno-tehnologicheskikh mashin* (Environmental drivers of all-terrain vehicles), Moscow, Mashinostroenie, 1993, 288 p.
3. Nikolaev A.F., Kuljashov A.P. *Rotorno-vintovyeamfibii* (Rotary-screw amphibians), Gor'kij, Volgo-Vjatskoe kn. izd-vo, 1973, 48 p.

S. Karasyova

The calculation of auger amphibian mover main characteristics

Abstract. This article gives the design and checking calculations of auger mover of amphibian off-roader. There are considered the application features of such off-roaders and the dependence of mover geometry on auger use.

Key words: auger, off-roader, amphibia.