

УДК 656.13

У.Ш. Вахидов, И.А. Ерасов, Д.С. Мокеров, Ю.И. Молев

**МЕТОДИКА ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
РОТОРНО-ВИНТОВОГО ДВИЖИТЕЛЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ  
МИНИМАЛЬНЫЙ УРОВЕНЬ ШУМА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ЛЬДУ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Разработана методика определения уровня звукового излучения, вырабатываемого роторно-винтовым двигателем при движении по льду. Приведена общая методика выполнения замеров. Проанализирован вклад каждого из типов взаимодействия элементов двигателя со льдом на общий уровень вырабатываемого звукового давления. Установлено, что 60 % шума движения роторно-винтовой машины по льду формируется за счет резания винтовой лопастью ледового основания, 30 % приходится на шум, генерируемый трением базового цилиндра о лед, и 10 % – на шум, генерируемый деформацией базового цилиндра. Установлено, что базовый цилиндр должен иметь как можно больший диаметр базового цилиндра (ограничиваемый только габаритами конструкции) и как можно меньшую длину (ограничиваемую необходимостью наличия на нем как минимум двух витков навивки винтовой лопасти). При этом угол навивки винтовой лопасти должен находиться в пределах от 42° до 45°. Представлены зависимости необходимой массы машины и глубины внедрения винтовой лопасти в лед, обеспечивающие выполнение вездеходной машины заданных тяговых параметров. Полученные результаты позволяют изготовителю более обоснованно подойти к выбору параметров роторно-винтового двигателя для обеспечения акустического комфорта как в салоне вездеходного транспортного средства, так и рядом с траекторией его движения.

*Ключевые слова:* роторно-винтовой двигатель, лед, взаимодействие, уровень шума, трение, резание, деформация.

**Обоснование необходимости и цели работы**

Одним из путей повышения привлекательности работы в условиях Арктики является обеспечение нормальных условий жизни населения, в том числе, по критерию транспортной доступности. Поскольку для большинства районов Арктической зоны РФ он приближается к нулевому значению, устойчивое развитие указанных территорий невозможно. В настоящее время доставка людей и грузов в этот регион осуществляется железнодорожным и морским флотом в направлении с запада на Восток в период навигации, а также речным флотом в направлении с севера на юг. Однако эта транспортная схема работает всего 4-6 месяцев в году из-за длительного периода присутствия льда на реках и морях. Одним из способов обеспечения транспортной доступности является снабжение этих территорий вездеходами, способными передвигаться зимой по замерзшим руслам рек, с использованием инфраструктуры по доставке и хранению грузов, применяемой во время навигационного периода. Таким транспортом являются машины, оснащенные роторно-винтовым двигателем, обладающие высокими тяговыми свойствами на данном покрытии, низким сопротивлением движению и амфибийными свойствами, позволяющими осуществлять выход на лед из полыньи.

В то же время, данный вид транспорта, как и все типы вездеходных машин, обладает повышенной шумностью в салоне (шумовое воздействие на оператора часто превышает установленные нормы и может достигать величин 90 и 100 dB) [1, 2]. С целью снижения затрат на производство большинство внедорожных машин изготавливаются на базе серийно выпускаемых автомобилей и при производстве проходят сертификационные испытания, в том числе, и по уровню шума в салоне. На основании этого можно сделать вывод о том, что именно взаимодействие вездеходного двигателя с опорной средой является основным источником повышенного шума при движении исследуемой техники. Соответственно, исследование процессов,

направленных на изучение взаимодействия роторно-винтовых движителей с опорным основанием с целью снижения уровня шума в салоне транспортного или технологического средства является актуальной научной задачей.

### Методика выполнения работы

В настоящее время в РФ действует ГОСТ Р 51401-99 «Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью» [3], согласно которому среднее квадратическое отклонение воспроизводимости измерений для источника шума с сравнительно «плоским» спектром в диапазоне частот 100-10000 Гц при измерениях с частотной характеристикой А шумомера должно находиться в пределах 1,5 дБ. Измерения проводились на открытых площадках над звукоотражающей плоскостью. Условия измерений соответствовали требованиям к свободному звуковому полю, а именно: любые звукоотражающие объекты, располагались на расстоянии не менее трех расстояний от центра огибающего параллелепипеда до наиболее удаленной от него точки измерения. При выполнении данных условий, условия проведения замеров удовлетворяют требованиям настоящего стандарта и не подлежат проверке. Считают, что показатель акустических условий в этом случае меньше или равен 0,5 дБ, т.е., пренебрежимо мал (п. 2.4 и 4.2. ГОСТ Р 51401-99). Считается, что движитель испытывается на поверхности с одной звукоотражающей плоскости – поверхности льда. Площадь измеряемой поверхности для данного случая принимают равной  $S = 2\pi r_0$

Наличие низкочастотных составляющих шумового воздействия определило длительность одного испытания равного 30 с и более. Средний измеренный уровень звукового давления  $L_P$ , дБ, на измерительной поверхности при работающем движителе и фоновый шум рассчитывают по формуле: 
$$L_P = 10 \lg \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0,1L_{Pi}} \right].$$

Измерения считаются адекватными, если разница между шумом издаваемым роторным движителем и фоновым шумом превышает 15 дБ (п. 7.4 ГОСТ Р 51401-99).

Источники звука, возникающие при движения вездеходных машин, оснащенных роторно-винтовым движителем, зависят от различных режимов движения, поэтому излучаемый ими шум имеет стохастический характер. В связи с этим, расчеты шумового воздействия на оператора необходимо производить с учетом допущений, в первую очередь обусловленных, отсутствием учета волновой природы звука в диапазоне частот 63...8000 Гц [6]. Кроме того, все источники звука в расчетах принимаются идеализированными излучателями звука простой формы (точечными, линейными, плоскими) или набором из таких излучателей. Поэтому в расчетах принимается условие, что, поскольку все источники звука располагаются на расстоянии  $R > \lambda/6$  (превышающим  $1/6$  длину волны, равную отношению скорости к частоте колебаний; т.е., при скорости звука в воздухе равной 330 м/с и частоте колебаний 100 Гц (2.4) длина волны будет равняться около 3,3 м, а  $1/6$  ее длины будет равняться 0,55 м), то все они считаются некогерентными ((несогласованными), и разность их фаз не постоянна во времени, и при сложении колебаний не получаются колебание той же частоты.). При этом суммарный уровень звука источников определяется энергетическим суммированием [6] (1):

$$L_{\Sigma} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i}, \quad (1)$$

где  $L_i$  – уровень звука у  $i$ -ого источника звука,  $n$  – общее количество источников звука.

Наиболее полное описание влияние различных источников звука на общий шум в кабине транспортного средства дан в работе А.Е. Шашурина «Расчет шума в кабинах строительных и дорожных машин».

При этом, согласно [6], акустическая мощность любого источника звука может быть найдена из уравнения (2):

$$W_i = \rho c s_i v_i^2 S_i, \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха,  $c$  – скорость звука в воздухе,  $v$  – скорость колебания поверхности, излучающей акустические колебания,  $s_i$  – коэффициент передачи мощности механических колебаний в акустические а  $S$  – площадь поверхности излучения. Наличие в данном уравнении трудно-контролируемых параметров (скорость колебания поверхности и коэффициент передачи мощности механических колебаний в акустические) требует постоянной экспериментальной проверки и коррекции результатов, поэтому наиболее рационально определять не абсолютный уровень шума, а его относительное изменение [8] (3):

$$L_P = L_0 + 10 \lg \left[ \frac{m_P}{m_0} \right] + 10 \lg \left[ \frac{e}{e_0} \right] + 20 \lg \left[ \frac{\omega}{\omega_0} \right] + \sum_{i=1}^N 10 \lg \left[ \frac{W_i}{W_{0i}} \right], \quad (3)$$

где  $L_0$  – уровень шума при начальных параметрах движителя (имеющего массу роторов равную  $m_0$ , частоту вращения  $\omega_0$ , эксцентриситет  $e_0$  и энергетические показатели трения, резания и изгиба  $W_{0i}$ .)

В общем виде шум от движения роторно-винтовых машин по ледовой опорной поверхности будет генерироваться от трех источников – трения базового цилиндра и винтовой лопасти об опорную поверхность в продольном и поперечном направлениях, внедрения винтовой лопасти в опорную поверхность и в результате деформации базового цилиндра при изгибе.

Рассмотрим каждый из процессов возникновения шума отдельно, а затем произведем сложение всех мощностей источников акустических колебаний по уравнению (1). Наиболее изученным процессом является генерация звука от процессов трения одной поверхности о другую. Установлено, что все звуковые эффекты обуславливаются упругим колебаниям, возникающим в паре трения при относительном перемещении сопряженных поверхностей. Природа появления упругих колебаний при трении изучается в механике давно и к настоящему времени основной причиной, обуславливающей эти колебания, считается ниспадающая зависимость коэффициента трения при увеличении скорости скольжения. В работе [9] было установлено, что отчетливо слышимый звук рождается при определенном значении размаха коэффициента трения за единичный «скачок»  $\Delta\mu$ . При этом для возникновения слышимого звука величина  $\Delta\mu$  должна быть не менее 0,06.

Применение данной теории к процессу трения винтовой лопасти и базового цилиндра об опорную поверхность показал, что для возникновения слышимого звука скорость изменения скольжения в паре контакта должна изменяться за 0,1 с в 4 раза, что для роторно-винтовой машины является невозможным событием. Увеличение скорости скольжения в 4 раза возможно только при трогании машины с места, однако, даже и в этом случае время, необходимое для разгона составляет более 5 с. При скоростях скольжения больших 0,2 м/с изменений в коэффициенте трения не происходит. Единственным способом извлечения звука при движении роторно-винтового движителя является его движение по заснеженной поверхности. Экспериментальные исследования показали, что зависимость уровня звука, генерируемое трением базового цилиндра и винтовой лопасти о поверхность движения можно определить из уравнения [10]:  $L_l = 10 \lg \left( \frac{|\Delta\mu - 0,06|}{\mu} \frac{g G V_x \sqrt{1 + ctg\beta}}{5} \right)$ , при этом до достижения величины  $\Delta\mu - 0,06$  положительных значений величина  $L_l$ , будет равняться 0.

Поскольку изменение звуковой мощности станка зависит, в первую очередь, от изменения силы резания (мощности резания), то, как предлагают некоторые исследователи [11], можно считать, что изменение акустической мощности  $W$ , генерируемой в процессе резания льда будет прямо пропорционально изменению мощности резания [12]:  $L_P = L_0 + 10 \lg \left[ \frac{P_P}{P_0} \right]$ , где  $t_P$

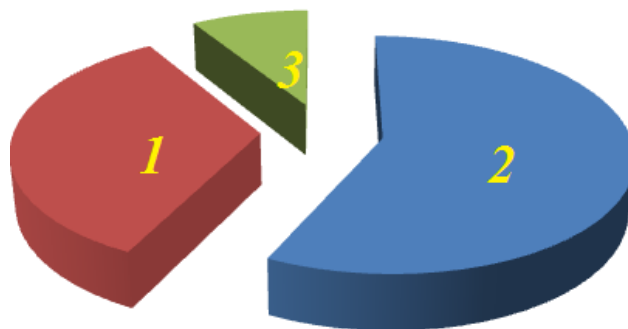
– ширина винтовой лопасти,  $A$  – тангенс угла наклона стенки винтовой лопасти к поверхности базового цилиндра,  $D$  – диаметр базового цилиндра,  $P_0$  – начальная сила сопротивления резанию,  $\Omega$  – коэффициент пропорциональности, равный 0,47, показывающий разницу между увеличением силы резания при увеличении глубины резания в сравнении с шириной,  $\Gamma$  – коэффициент, учитывающий толщину винтовой лопасти,  $\xi$  – коэффициент, учитывающий изменения усилия резания от скорости. Аналогично определив изменение величины вибрации роторного движителя при движении по неровной поверхности, найдем возможное изменение его звуковой мощности [13]:  $L_P = 10 \lg \left( \frac{\rho \delta V^3 G^2}{2350 E D^3 (1 - C^4)} \right)$ , где  $\rho$  – плотность материала базового

цилиндра,  $\delta$  – толщина стенки,  $V$  – скорость движения,  $G$  – масса машины,  $E$  – модуль упругости материала ротора,  $D$  – диаметр ротора, а  $C$  – отношение внутреннего диаметра базового цилиндра к внешнему.

Тогда уравнение 3 примет вид (4):

$$L_{\Sigma} = 10 \lg \left( 2 \cdot 10^{\lg \left( \frac{\Delta \mu}{5 \mu} g G V_x \sqrt{1 + \operatorname{ctg} \beta} \right)} + 2 \cdot 10^{\lg \left( \frac{\rho \delta V^3 G^2}{2350 E D^3 (1 - C^4)} \right)} + 2 \cdot 10 \lg \left[ \frac{P_p}{P_0} \right] + 2 \cdot 10 \lg \left[ \frac{m_p}{m_0} \right] + 2 \cdot 10 \lg \left[ \frac{e_p}{e_0} \right] + 2 \cdot 10 \lg \left[ \frac{\omega_p}{\omega_0} \right] \right) \quad (4)$$

Полученные данные позволяют сделать вывод о том, что конструкция роторно-винтового движителя оказывает существенное влияние на уровень шума в кабине вездеходного транспортного средства, позволяющая варьировать его значения от 70 до 85 dB. Структура вырабатываемого шума показана на рис. 1. Видно, что на 60 % уровень шума движения роторно-винтовой машины по льду формируется за счет резания винтовой лопастью ледового основания и по 30 % приходится на шум, генерируемый трением базового цилиндра о лед и 10 % на шум, генерируемый деформацией базового цилиндра.



**Рис. 1. Структура шума, генерируемого роторно-винтовым движителем при движении вездеходной машины по льду;**

- 1 – шум, генерируемый трением базового цилиндра о лед;
- 2 – шум, генерируемый врезанием винтовой лопасти в лед;
- 3 – шум, генерируемый деформацией базового цилиндра

### Результаты исследования

Методика выбора рациональных конструктивных параметров рабочего органа, в общем виде представленная на рис. 2, отличается от ранее разработанных методик тем, что в ней при определении рациональных параметров роторно-винтового движителя осуществляется проверка полученных результатов на соответствие уровня шума предельно-допустимым параметрам (70 или 80 dB).  $L_{\Sigma} \leq [L_{\Sigma}]_{\text{ДОП}}$ .

Анализ уравнения (2) показывает: чем меньше будет масса ротора (и его длина), тем меньше будет уровень шума, генерируемый двигателем. Поскольку диаметр ротора не только увеличивает массу ротора, но и уменьшает частоту вращения, установить рациональное значение данного параметра можно только в результате дополнительных исследований. Для определения рациональной массы машины, обеспечивающей минимальный уровень шума движения, следует продифференцировать уравнение (4) по данному параметру. При этом для начала упростим данную зависимость путем введения дополнительных условий: отсутствие касание базового цилиндра и опорной поверхности. В этом случае вся масса машины удерживается за счет контакта льда и винтовых лопастей ротора. Считая, что лед в своей толще представляет собой однородную структуру, получим величину  $\Delta\mu=0$ , что приведет к обнулению – уровень шума, излучаемый за счет трения базового цилиндра о лед  $L_1$ . Продифференцировав уравнение (4) по диаметру базового цилиндра, получим результат, показанный на рис. 3.

Полученные данные свидетельствуют о том, что с увеличением массы машины уровень шума, генерируемый роторно-винтовым двигателем, монотонно возрастает. При этом масса машины должна обеспечивать внедрение винтовых лопастей в лед. Схема сил, действующих на машину, показана на рис. 4. Видно, что необходимое усилие внедрения винтовой лопасти в лед будет возможно при выполнении следующего условия:  $G > 2F_{PE3} \sin \nu$ , где  $\nu$  – угол относительно дневной поверхности льда, под которым происходит внедрение винтовой лопасти. Данный угол определится как (5):

$$\nu = \arccos \frac{D + h_{\Gamma} - h_B}{D + h_{\Gamma}} \tag{5}$$

$$\sin \nu = \frac{\sqrt{(D + h_{\Gamma})^2 - (D + h_{\Gamma} - h_B)^2}}{D + h_{\Gamma}}$$

$$G > 2F_{PE3} \frac{\sqrt{(D + h_{\Gamma})^2 - (D + h_{\Gamma} - h_B)^2}}{D + h_{\Gamma}}$$

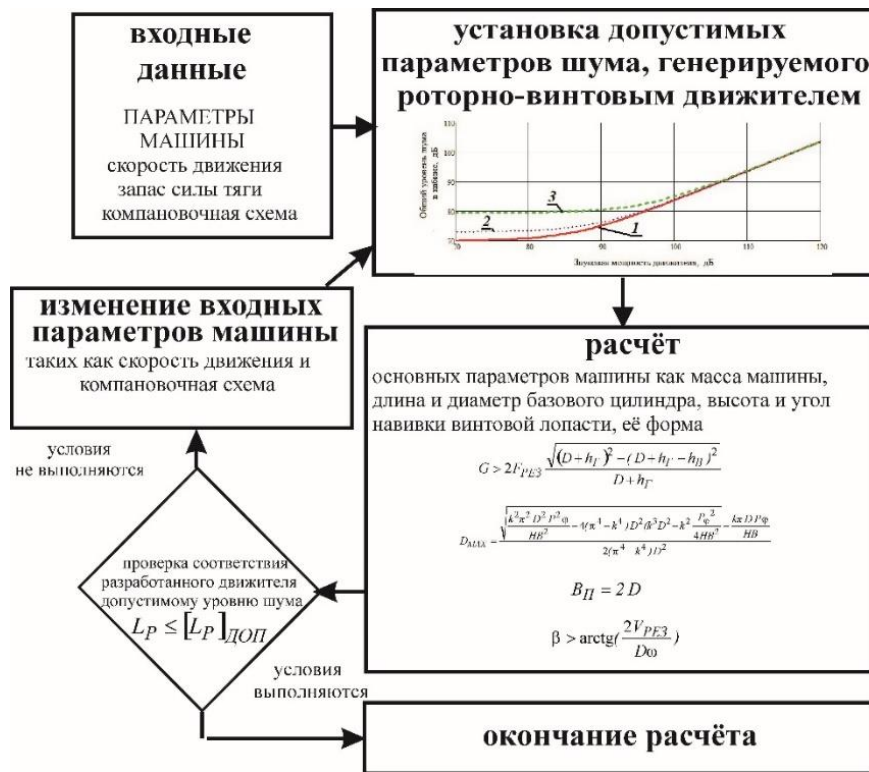
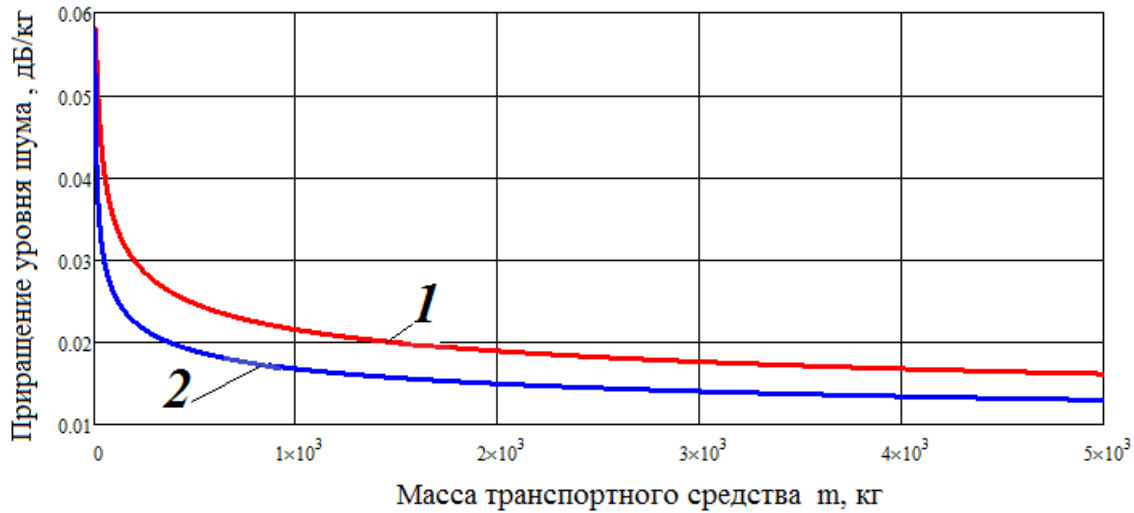
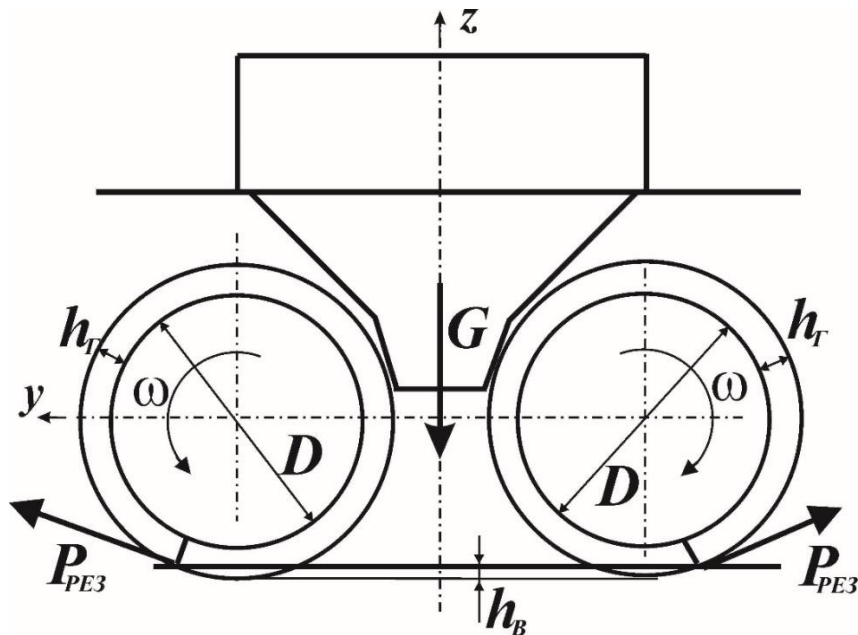


Рис. 2. Методика выбора рациональных конструктивных параметров двигателя роторно-винтовой машины, предназначенного для движения по льду



**Рис. 3. Интенсивность изменения приращения звукового излучения роторно-винтового движителя от массы машины**

- 1 – для скоростей движения менее 5 км/ч;  
2 – для скоростей движения более 20 км/ч



**Рис. 4. Схема к определению необходимой массы транспортного средства, обеспечивающей внедрение винтовой лопасти в лед**

Дифференцирование уравнения (4) по углу наклона винтовой лопасти позволяет сделать вывод о том, что при движении машины с роторно-винтовым движителем при определенных скоростях движения возникает возможность возникновения резонанса. Об этом свидетельствуют пики значения скоростей нарастания уровня шума от угла наклона винтовой лопасти. Поскольку данный процесс является недопустимым, необходимо соблюдение следующего условия при проектировании машин с роторно-винтовым движителем:

$$\beta > \arctg\left(\frac{2V_{PE3}}{D\omega}\right), \text{ где } V_{PE3} \text{ – скорость, при которой возникают явления резонанса (для стандартных роторов находится в пределах 1,5-2,5 м/с).}$$

данных роторов находится в пределах 1,5-2,5 м/с).

В результате анализа всех возможных условий эксплуатации роторно-винтовых машин установлено, что однозначно исключить возникновение резонанса возможно только в диапазоне угла навивки винтовой лопасти в диапазоне от 0,75 до 0,85 рад, т.е., в зоне максимального уровня шума. При выборе между возможным движением машины в зоне возникновения резонансных явлений и движением с максимальным уровнем шума следует выбрать именно отсутствие условий резонанса, т.е., угол навивки винтовой лопасти роторно-винтовой машины при движении по льду следует выбирать в диапазоне от 0,75 до 0,8 рад или 42-45 °.

Анализ уравнения (4) показывает, что глубина внедрения винтовой лопасти приводит к увеличению силы резания, т.е., к повышенной шумности в работе роторно-винтового движителя. Величина данного параметра должна быть минимальной, но достаточной для развития движителем заданного тягового усилия. Максимальное давление, которое может выдержать поверхность льда, на одноосное сжатие, согласно приложения 4 СНиП 2.06.04-82 [14] составляет 0,6 МПа. Площадь поперечного сечения винтовой лопасти, находящейся в контакте со льдом на прочность льда на одноосное сжатие, равное для льда с температурой 0 °С – 0,6-0,9 МПа.

Исходя из рис. 5, в проекции на ось  $x$  площадь поперечного сечения определится из разницы площади сектора круга с центральным углом, находящимся по уравнению (5):

$$S = lh_B$$

С учетом того, что  $l=r\upsilon$  получим:  $S = (0,5D + h_\Gamma - h_B) \upsilon h_B$ .

С учетом того, что при малых значениях угла  $\upsilon$  их можно приравнять к величине  $\sin\upsilon$  получим: 
$$S = \frac{0,5D + h_\Gamma - h_B}{1} \frac{\sqrt{(0,5D + h_\Gamma)^2 - (0,5D + h_\Gamma - h_B)^2}}{0,5D + h_\Gamma} h_B$$
.

Заменяя  $(0,5D + h_\Gamma)$  на  $0,5 D_{MAX}$ , а  $(0,5D + h_\Gamma - h_B)$  на  $k0,5D_{MAX}$  получим:

$$S = \frac{kh_B}{2} \frac{\sqrt{(0,5D_{MAX})^2 - k^2(0,5D_{MAX})^2}}{2} = \frac{D_{MAX}}{2} kh_B \sqrt{1 - k^2}$$

Откуда:  $\frac{P_\varphi}{HBh_B} = \frac{D_{MAX}}{2} k\sqrt{1 - k^2}$  или:  $(\frac{2P_\varphi}{HBh_B D_{MAX}})^2 = k^2(1 - k^2)$ .

Решая данное уравнение методом Декарта-Эйлера получим, что оно приводится к кубическому уравнению вида:  $j^3 + 0,5j^2 + \frac{1 - 4(\frac{2P_\varphi}{HBh_B D_{MAX}})^2}{16} j = 0$  или:  $j^2 + 0,5j + \frac{1 - 4(\frac{2P_\varphi}{HBh_B D_{MAX}})^2}{16} = 0$ .

Откуда:  $k = (\frac{2P_\varphi}{HBh_B D_{MAX}}) - 0,25$ .

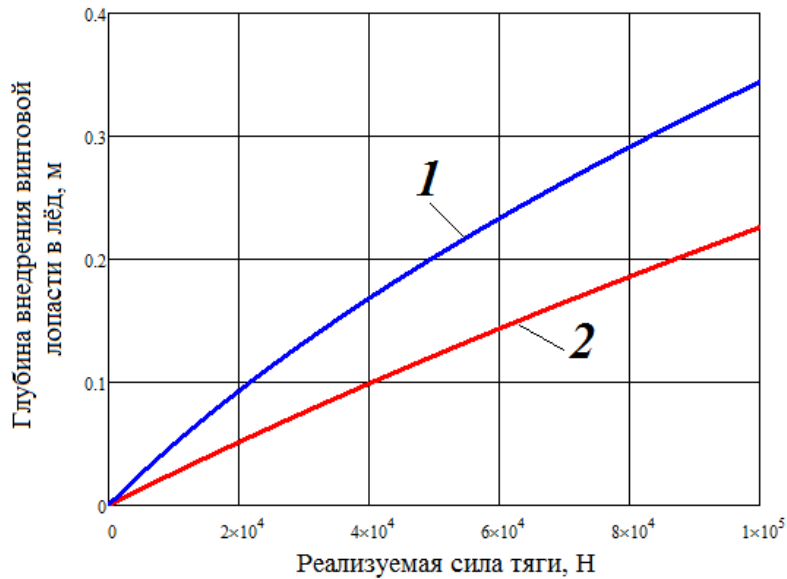
Тогда:  $kD_{MAX} = (\frac{2P_\varphi}{HBh_B}) - 0,25D_{MAX} = 0,5D + h_\Gamma - h_B$

Или:  $(\frac{2P_\varphi}{HBh_B}) = 1,25D_{MAX} + h_\Gamma - h_B$ ,

$$HBh_B^2 - (1,25D_{MAX})HBh_B + 2P_\varphi = 0$$

Откуда:  $h_B = (\frac{\sqrt{(1,25D_{MAX})^2 + \frac{8P_\varphi}{HB}} - 1,25D_{MAX}}{2})$

Вид данной зависимости показан на рис. 5.



**Рис. 5. Зависимость необходимой глубины винтовой лопасти в лёд для развития заданной силы тяги:**

1 – для базового цилиндра диаметром 0,5 м; 2 – для базового цилиндра диаметром 1,0 м

### Выводы

Полученные данные позволили разработать требования к роторно-винтовому движителю для обеспечения его работы на льду с низким уровнем шумового излучения. Установлено, что базовый цилиндр должен иметь как можно больший диаметр базового цилиндра, ограничиваемый только габаритами конструкции, и как можно меньшую длину, ограничиваемую необходимостью наличия на нем как минимум двух витков навивки винтовой лопасти. При этом угол навивки винтовой лопасти должен находиться в пределах от 42 до 45 °. Получены зависимости необходимой массы машины и глубины внедрения винтовой лопасти в лёд, обеспечивающие выполнение вездеходной машины заданных тяговых параметров.

### Библиографический список

1. Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» (утв. постановлением Госкомсанэпиднадзора РФ от 31 октября 1996 г. № 36).
2. СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах».
3. ГОСТ Р 51401-99 Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью.
4. ГОСТ 27408-87 Шум. Методы статистической обработки результатов определения и контроля уровня шума, излучаемого машинами.
5. ГОСТ 23941-79 Шум. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования.
6. **Никитин, С.А.** Шнекороторный снегоочиститель с улучшенными виброакустическими характеристиками. Дисс. на соискание уч. степени кандидата техн. наук по спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины». – Воронеж, 2004. – 159 с.
7. **Шашурин, А.Е.** Снижение внутреннего шума звукоизолирующими кабинами: на примере строительно-дорожных машин. Дисс. на соискание уч. степени кандидата техн. наук по спец. 01.04.06 «Акустика». – СПб., 2010. – 182 с.
8. **Покачалов, А.С.** Прогнозирование параметров шума дорожной снегоочистительной машины шнекороторного типа. Дисс. на соискание уч. степени кандидата техн. наук по спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины». – Воронеж, 2003. – 155 с.



9. **Растегаев, И.А.** Оценка склонности материалов создавать нефункциональный шум при сложных траекториях движения пар трения // И.А. Растегаев, Е.В. Вилакова, Д.Л. Мерсон / Вектор науки ТГУ. – 2013. – № 3.
10. **Erasov, I.** Simulation of noise generated by a rotary-screw mover as a result of friction / I. Erasov, I. Kuklina, D. Mokerov, Yu Molev // IOP: Conference Series Earth and Environmental Science 695:012027·December 2019.
11. **Старжинский, В.Н.** Определение шумовых характеристик оборудования в зависимости от режимов резания при акустических расчетах деревообрабатывающих станков / В.Н. Старжинский, А.Ю. Завьялов, С.В. Совина // Деревообработка: технологии оборудование менеджмент XXI века: труды XI международного симпозиума 20-23 сентября 2016 г. – Екатеринбург, 2016 – С. 271-277.
12. **Molev, Yu.I.** The simulations of helical blade interaction with ice / E. Abramova, G. Mashorin, Y. Molev, A. Sogin // 2018 MATEC Web of Conferences 245, 17002 (2018).
13. **Molev, Yu.I.** Ways of decreasing noise impact on operator by changing rotary-screw propulsion units natural frequency of vibration / A. Lipin, Y. Molev, D. Mokerov, A. Strizhak, V. Khudyakov // IOP: Journal of Physics: Conference Series 1177:012040 2019.
14. СНиП 2.06.04-82. Нагрузка и воздействия на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов). М., 1989.

*Дата поступления  
в редакцию: 09.01.2020*

**U.Sh. Vakhidov, I.A. Erasov, Yu.I. Molev, D.S. Mokerov**

## **METHOD FOR SELECTING RATIONAL PARAMETERS OF A ROTOR-SCREW MOVER THAT PROVIDE A MINIMUM NOISE LEVEL WHEN DRIVING ON ICE**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

**Purpose:** Create a methodology for has been developed for determining the level of sound radiation produced by a rotor-screw engine when moving on ice.

**Methodology:** The basis for the development of this technique was the work of Russian scientists who studied the generation of sound waves from the forces of friction, cutting and deformation of various structural elements, parts and assemblies. At the same time, the authors adapted these theories for the case of interaction of a rotor-screw engine with ice.

**Value:** The General method of performing measurements is given. The contribution of each type of interaction between the engine elements and ice to the overall level of generated sound pressure is analyzed. Found that 60% of noise level motion rotary-screw machine ice is formed by cutting a spiral ice blade base 30 % accounts for the noise generated by the friction of the base of the cylinder on the ice and 10% to the noise generated by the deformation of the base of the cylinder.

**Research implications:** The results and conclusions obtained in this work allow the manufacturer to make a more reasonable approach to the choice of parameters of the rotor-screw engine to ensure acoustic comfort both in the cabin of an all-terrain vehicle and near the trajectory of its movement. It is established that the base cylinder should have the largest possible diameter of the base cylinder (limited only by the dimensions of the structure) and the smallest possible length (limited by the need for at least two turns of the screw blade winding on it), while the angle of the screw blade winding should be in the range from 42° to 45°. The dependences of the required mass of the machine and the depth of the introduction of the screw blade into the ice are also obtained, which ensure that the all-terrain vehicle fulfills the specified traction parameters.

*Keywords:* rotor-screw mover, ice, interaction, noise level, friction, cutting, deformation.