

Анализ показателей работоспособности скважинных штанговых насосных установок

Зулейха Э. Эйвазова, Азербайджанский государственный нефтяной и промышленный университет, Баку, Азербайджанская республика

Тарлан Э. Фараджов, Азербайджанский государственный нефтяной и промышленный университет, Баку, Азербайджанская республика



Зулейха Э.
Эйвазова



Тарлан Э.
Фараджов

Резюме. В статье отмечается, что с ростом глубин эксплуатируемых скважин возрастает актуальность применения канатно-шквивных механизмов в сравнении с существующими станками-качалками. Дается обобщенный теоретический анализ кинематики канатно-шквивных приводов. Авторы включили общий теоретический анализ кинематики вышеупомянутых механизмов, а также результаты компьютерных расчетов на основе разработанных уравнений для множества случаев. Дальнейший анализ результатов показал, что кривошипные механизмы веревочного шкива имеют «гладкую» кинематику. В результате проведенных исследований была предложена на уровне изобретения конструкция привода скважинного штангового насоса мачтового типа уменьшенной металлоемкости и энергопотребления, позволяющая повысить работоспособность скважинных штанговых насосных установок. **Цель** данной статьи состоит в том, чтобы найти полезную модель насоса для штанги скважины, с целью обеспечить экологически безопасное оборудование. В этой задаче облегчается металлическая конструкция насоса с роторной колонной и снижается энергопотребление. В данной задаче были сделаны некоторые расчеты для доказательства надежности системы. После проведения расчетов было установлено, что легкая конструкция может использоваться вместо старой тяжелой конструкции и является экологически чистой версией этого оборудования. Экспериментальные исследования Научно-исследовательского и опытно-конструкторского института нефтяного машиностроения АЗИНМАШ (Азербайджан, г. Баку) указывают на возможность обеспечения нормальной работы скважинной штанговой насосной установки при производстве параметров $n \cdot S = 54 \div 60$ м/мин. Рассмотрена зависимость максимальной производительности Q от числа ходов n для различных типоразмеров станков-качалок. Анализ параметров показал, что значения произведения $n \cdot S$ в существующих станках-качалках меньше рекомендаций, полученных на основании экспериментальных данных, т.е. существует реальная возможность повышения производительности за счет увеличения длины хода точки подвеса штанг, так как максимальная длина цилиндров скважинных штанговых насосов может быть в пределах 6-7 метров. Оценочные расчеты показывают, что при исследовании кинематики длинноходовых приводов можно практически пренебречь изменением длины каната за счет смещения точки контакта каната и шкива. Это упрощает формулы, описывающие кинематику длинноходового привода подобного типа. В статье отмечается, что с ростом глубин эксплуатируемых скважин возрастает актуальность применения канатно-шквивных механизмов в сравнении с существующими станками-качалками. Дается обобщенный теоретический анализ кинематики канатно-шквивных приводов. По полученным формулам выполнены сравнительные компьютерные расчеты для различных случаев. Показано, что канатно-шквивные механизмы обладают более «мягкой» кинематикой. Проведенные расчеты подтвердили целесообразность изменения конструкции насоса, в результате чего будет достигнуто снижение загрязнения окружающей среды и экономия электроэнергии. Поскольку будущему миру нужны возобновляемые источники энергии и снижение потребления энергии на нефтяных и газовых месторождениях, чтобы свести к минимуму и остановить загрязнение окружающей среды, то предлагаемое решение является актуальным. В этой статье авторы исследования предлагают более производительную модель скважинного штангового насоса, которую можно легко установить и обслуживать на нефтегазовом месторождении. Это может быть достигнуто на основе ниже упомянутых расчетов.

Ключевые слова: станок-качалка, канатно-шквивный механизм, привод скважинных штанговых насосов, длинноходовой привод, ведущее звено, кривошип, кинематический расчет, точка подвеса штанг, перемещение, скорость, ускорение.

Формат цитирования: Эйвазова З.Э., Фараджов Т.Э. Анализ показателей работоспособности скважинных штанговых насосных установок // Надежность. 2018. Т. 18, № 3. С. 22-26. DOI: 10.21683/1729-2646-2018-18-3-22-26

Введение. Как известно, одним из способов добычи нефти механизированным способом является добыча при помощи скважинных штанговых насосных установок (СШНУ). В настоящее время наиболее применяемыми приводами скважинного штангового насоса (СШН) во всем мире являются балансирующие станки-качалки. Конструкция станков-качалок на протяжении многих лет практически мало изменялась благодаря своей относительной простоте, удобству в обслуживании, эксплуатационным показателям, надежности. Однако в последние годы, благодаря интенсивному развитию техники и технологии добычи нефти, наблюдается значительный прогресс во внедрении новых конструктивных решений приводов СШНУ. В данной статье поставлена цель проведения исследований по усовершенствованию конструкции привода СШН, направленному на уменьшение металлоемкости существующих приводов и повышению производительности СШНУ.

Главным показателем СШНУ является ее производительность, которая зависит от следующих основных режимных параметров:

- 1) длина хода точки подвеса штанг (плунжера насоса);
- 2) число двойных ходов в минуту точки подвеса штанг;
- 3) диаметр плунжера насоса.

Для нахождения наиболее выгодного режима от качки необходимо правильно выбирать сочетание этих параметров.

Первые два параметра зависят от конструкции привода скважинного насоса. Промысловый опыт эксплуатации скважинных насосов показал, что повышение производительности насоса за счет увеличения числа ходов плунжера нецелесообразно, так как при числе ходов больше 15 в минуту резко увеличивается частота обрыва штанг.

Суточную производительность насосной установки можно представить в виде следующей формулы:

$$Q = 1440 K_p f_a n S \left(\frac{1}{\cos \frac{\pi n H}{30 a}} - \frac{\lambda}{S} \right)$$

Здесь Q – производительность установки, м³/сут; K_p – коэффициент подачи насоса; n – число двойных ходов точки подвеса штанг (ТПШ); S – длина хода ТПШ, м; H – глубина спуска насоса, м; λ – суммарная статическая деформация труб и штанг под действием нагрузки от веса жидкости, м; f_a – площадь поперечного сечения плунжера насоса, м²; a – скорость звука в штангах, м/сек.

Результаты экспериментальных исследований Научно-исследовательского и опытно-конструкторского института нефтяного машиностроения АЗИНМАШ (Азербайджан, г. Баку) указывают на возможность обеспечения нормальной работы скважинной штанговой насосной установки при произведении параметров $n \cdot S = 54 \div 60$ м/мин.

Рассмотрим зависимость максимальной производительности Q от числа ходов n для различных типоразмеров станков-качалок (таблица 1).

Анализируя параметры таблицы, видим, что значения произведения $n \cdot S$ в существующих станках-качалках меньше рекомендаций, полученных на основании экспериментальных данных, т.е. существует реальная возможность повышения производитель-

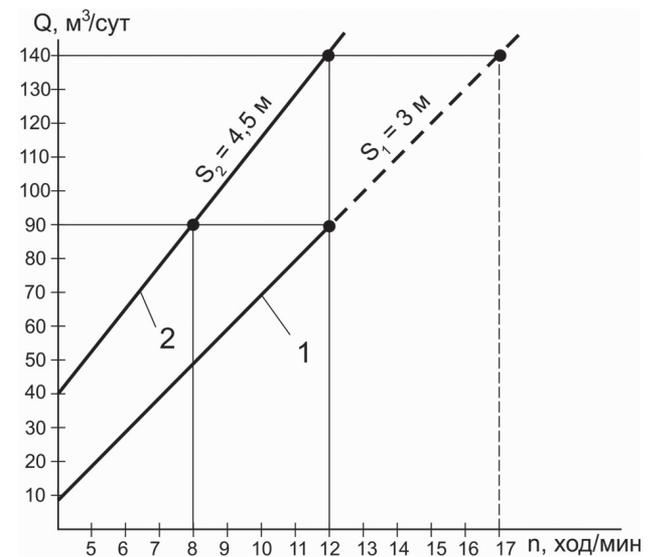


Рисунок 1 – График зависимости производительности от числа ходов ТПШ

Таблица 1. Технические параметры станка-качалки типа СКД

Типоразмер станка-качалки	Параметры				
	Диаметр насоса d_n , мм	Длина хода S , м	Число двойных ходов ТПШ, n	Производительность насоса Q , м ³ /сут	nS
СКД 3-1,5-710	68	1,5	15	84,9	22,5
СКД 4-2,1-1400	93	2,1	15	225,8	31,5
СКД 6-2,5-2800	93	2,5	14	245,8	35
СКД 8-3-4000	93	3	12	250	36
СКД 10-3,5-5600	93	3,5	12	291	42
СКД 12-3-5600	93	3	12	236,7	36

ности за счет увеличения длины хода ТПШ, так как максимальная длина цилиндров СШН может быть в пределах 6-7 метров.

Для обоснования утверждения о выгоде применения длинного хода с целью увеличения производительности установки приведем следующий конкретный пример.

На рисунке 1 изображены две зависимости производительности скважинной насосной установки от числа ходов ТПШ – $Q = f(n)$.

Для первой зависимости выбраны следующие режимные параметры станка-качалки СКД8-3-4000: число двойных ходов в минуту ТПШ $n = 12$; длина хода ТПШ $S_1 = 3$ м; скважинный насос диаметром $d_{\text{н}} = 57$ мм подвешен на глубине $H = 980$ м; диаметр труб 73 мм; конструкция колонны штанг трехступенчатая, состоящая из штанг диаметрами 19 мм – 25%, 22 мм – 40 % и 25 мм – 35%. Производительность определена на базе компьютерных вычислений (приложение 1) и составляет $Q_1 = 90$ м³/сут; $n \cdot S = 36$.

Вторая зависимость соответствует длине хода $S_2 = 4,5$ м, производительность $Q_2 = 140$ м³/сут (приложение 2), $n \cdot S = 54$ и прочих равных параметрах.

Учитывая тот факт, что зависимость производительности от числа ходов близка к закону прямой линии, из графика видно, что при необходимости увеличения производительности S_1 для зависимости 1 до величины $S_2 = 140$ м³/сут, число двойных ходов в минуту ТПШ увеличивается до 17.

Такое число двойных ходов ТПШ в минуту недопустимо, так как кроме увеличения числа обрывов штанг, это число ходов, возможно, не обеспечит требуемую производительность. Положительным моментом увеличения длины хода ТПШ до 4,5 м является также то, что, как видно из графика, для получения производительности $S_2 = 140$ м³/сут, число двойных ходов ТПШ в минуту уменьшается до 8-ми, что также должно способствовать уменьшению частоты обрывов штанг. При этом реально возможная производительность за счет увеличения длины хода будет на $S_2 - S_1 = 140 - 90 = 50$ м³/сут больше.

Если длинноходовой привод СШН будет создаваться на базе кинематических параметров станка-качалки типа СКД, необходимо учесть тот факт, что габаритные размеры и, соответственно, масса станка-качалки увеличится, так как увеличиваются длины всех звеньев – k_1, k, l, r , полюсное расстояние p , а, следовательно, высота стойки, длина рамы. Кроме того, также увеличивается

мощность $N_{\text{эд}}$ электродвигателя (таблица 2). Ухудшается и динамика самого механизма.

Оценочные расчеты показывают, что при исследовании кинематики длинноходовых приводов можно практически пренебречь изменением длины каната за счет смещения точки контакта каната и шкива. Это упрощает формулы, описывающие кинематику длинноходового привода подобного типа. Для этого в расчетной схеме на рисунке 2 примем, что точка контакта фиксирована, т.е. будем считать, что точка A_0 совпадает с точкой A . Тогда в начальном положении механизма (в момент начала движения вверх точки подвеса штанг D) длина каната от кривошипа до шкива (минимальная длина) будет равна:

$$l_0 = AO_1 - R, \text{ где } AO_1 = \sqrt{p^2 - r^2} \text{ или } l_0 = \sqrt{x_0^2 + y_0^2} - R.$$

После поворота кривошипа на некоторый угол ϕ текущая длина этого участка каната будет:

$$l(\phi) = \sqrt{AC^2 + CB^2},$$

$$\text{где } AC = l_0 + R(1 - \cos \phi); \quad CB = R \sin \phi,$$

$$l(\phi) = \sqrt{[l_0 + R(1 - \cos \phi)]^2 + R^2 \sin^2 \phi}.$$

Величина перемещения точки D определится из следующей формулы:

$$S(\phi) = l(\phi) - l_0 = \sqrt{[l_0 + R(1 - \cos \phi)]^2 + R^2 \sin^2 \phi} - \sqrt{p^2 - r^2} + R.$$

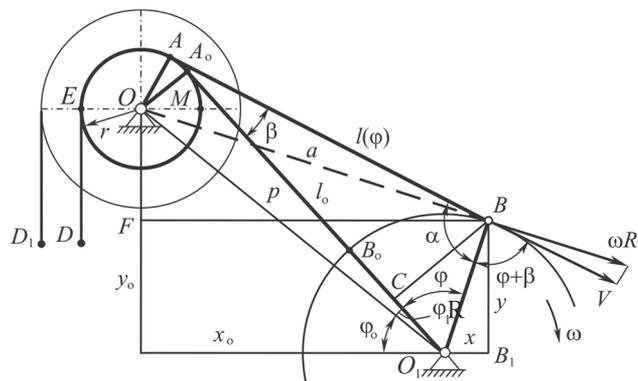


Рисунок 2 – Расчетная схема кривошипного канатно-шкивного привода СШН

Скорость перемещения этой точки определится как проекция линейной скорости точки сочленения каната и кривошипа на направление каната:

Таблица 2. Сравнительная таблица показателей станка-качалки типа СКД и предполагаемого длинноходового привода СШН

Тип привода СШН	Показатели							
	S_0 , мм	k_1 , мм	k , мм	l , мм	r , мм	p , мм	$N_{\text{эд}}$, кВт	Q , м ³ /сут
СКД 8-3-4000	3	2	2,29	3	1,2	3,62	23,5	90
Длинноходовой привод СШН	4,5	3,43	3	4,52	1,8	5,43	35	140

$$V(\varphi) = \omega R \cos(\pi/2 - \varphi - \beta) = \omega R \sin(\varphi + \beta).$$

Ускорение этой же точки определится как производная найденной скорости по времени:

$$W(\varphi) = \frac{dV(\varphi)}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \omega \frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \omega^2 R \frac{d}{d\varphi} \cos(\varphi + \beta),$$

$$W(\varphi) = \omega^2 R \left(1 + \frac{d\beta}{d\varphi} \right) \cos(\varphi + \beta).$$

Найдем угол $\beta(\varphi)$:

$$\beta(\varphi) = \arctg \frac{CB}{AC} = \arctg \frac{R \sin \varphi}{l_1 + R(1 - \cos \varphi)}.$$

Для упрощения выкладок воспользуемся разложением функции $\arctg x$ в степенной ряд при условии, что $|x| < 1$:

$$\arctg x = \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \frac{x^{2n+1}}{2n+1} = x - \frac{x^3}{3} + \dots$$

Учитывая, что $\left| \frac{R \sin \varphi}{l_1 + R(1 - \cos \varphi)} \right| < 1$, ограничиваясь с достаточно высокой степенью точности первыми двумя членами разложения, получим:

$$\beta(\varphi) = \frac{R \sin \varphi}{l_1 + R(1 - \cos \varphi)} - \frac{1}{3} \left[\frac{R \sin \varphi}{l_1 + R(1 - \cos \varphi)} \right]^3.$$

Окончательное выражение для ускорения $W(\varphi)$ будет:

$$W(\varphi) = \omega_2 R \left\{ 1 + \frac{R(l_1 + R) \cos \varphi - R^2}{[l_1 + R(1 - \cos \varphi)]^2} \left[1 + \left[\frac{R \sin \varphi}{l_1 + R(1 - \cos \varphi)} \right]^2 \right] \right\} \times \cos \left\{ \varphi + \arctg \left[\frac{R \sin \varphi}{l_1 + R(1 - \cos \varphi)} \right] \right\}.$$

Для дифференциального шкива, чтобы получить значения $S(\varphi)$, $V(\varphi)$ и $W(\varphi)$ для точки D_1 , следует вышеприведенные формулы умножить на передаточное отношение $\lambda = r_1/r$.

На основе полученных формул было выполнено машинное моделирование и проведены сравнительные компьютерные расчеты для длинноходовых приводов на базе обычного двухплечего балансира станка-качалки с длиной хода точки подвеса штанг $S = 8$ м и привода по схеме на рисунке 3 с такой же длиной хода.

Расчет станка-качалки проводился по обычным общеизвестным формулам для современного дезаксиального станка-качалки типа СКД выпускаемого с углом дезаксиала $\theta = 9^\circ$. Величина отношения радиуса кривошипа r к длинам заднего плеча балансира k и шатуна l принимались в соответствии с современной практикой проектирования равными $r/k = 0,6$ и $r/l = 0,4$. Отношение длины переднего плеча балансира k_1 к длине заднего плеча k было принято равным $k_1/k = 1,4$. В соответствии с длиной хода $S = 8$ м полученные размеры

станка-качалки следующие: длины переднего плеча балансира $k_1 = 6,1$ м; заднего плеча $k = x_0 = 4,36$ м; шатуна $l = y_0 = 6,54$ м; полюсное расстояние $p = 7,86$ м; радиус кривошипа $R = 2,62$ м.

Размеры механизма по схеме на рисунке 2 принимались следующими: радиусы большого шкива $r_1 = 2,5$ м; малого шкива $r = 1,5$ м; кривошипа $R = 2,4$ м; длины $x_0 = 1,5$ м; $y_0 = 9,2$ м; полюсного расстояния $p = 9,3$ м. Расчет этого варианта производили по вышеприведенным формулам, для дифференциального шкива.

Результаты сравнительного кинематического расчета приведены в виде графиков на рисунке 4, где кривые 1 соответствуют канатно-шкивному приводу, а кривые 2 – обычному двухплечему дезаксиальному станку-качалке.

Так как динамика работы внутрискважинного оборудования, а, следовательно, силовое нагружение привода и трансмиссии в значительной степени зависят от кинематики механизма и в основном от ускорения, то из представленных сравнительных графиков можно сделать вывод, что основные показатели работы лучше у кривошипного канатно-шкивного механизма привода СШНУ для добычи нефти.

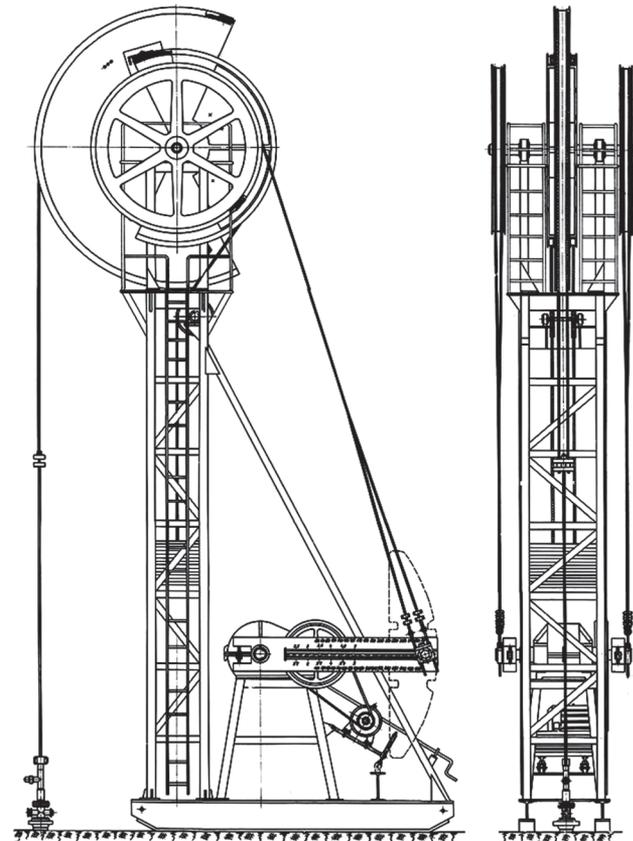


Рисунок 3 – Сверхдлинноходовой канатно-шкивный привод СШН (Азербайджан)

Для создания длинноходовых приводов СШН позволяющих повысить работоспособность СШНУ, снизить их металлоемкость и энергопотребление в сравнении

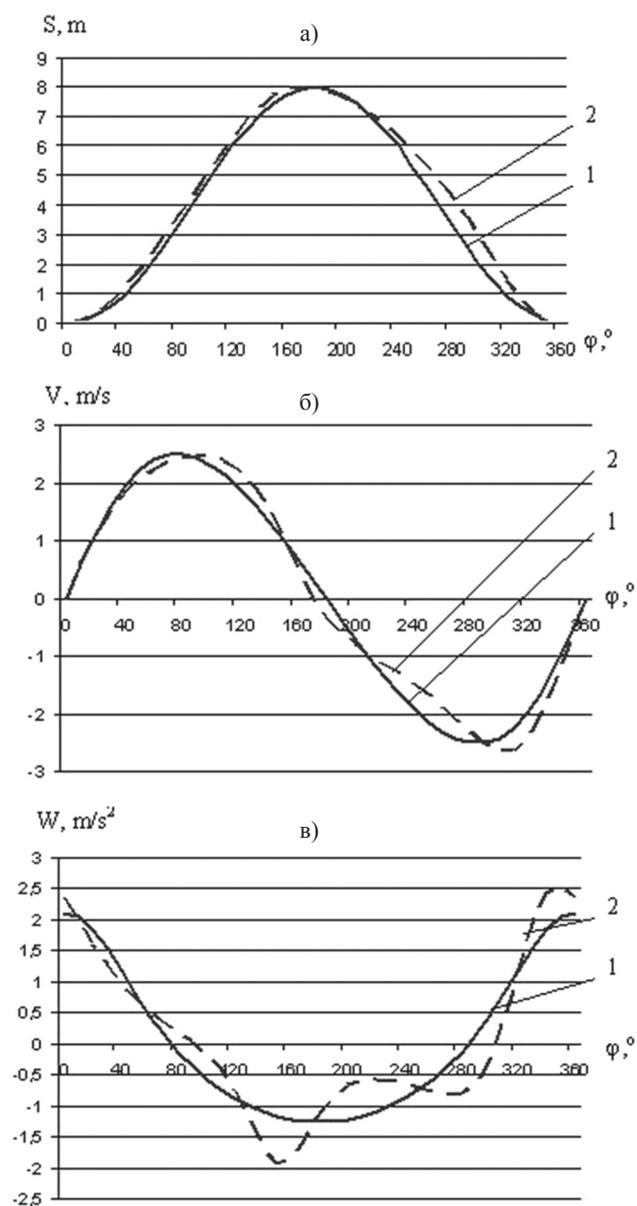


Рисунок 4 – Графики изменения перемещения (а), скорости (б) и ускорения (в) ТПШ СШНУ: 1 – канатно-шкивный привод СШН; 2 – дезаксиальный станок-качалка

с существующими длинноходовыми приводами была предложена на уровне изобретения конструкция привода СШН мачтового типа [2].

Заключение

В результате сравнительного расчета производительности СШНУ был сделано заключение о целесообразности применения длинноходовых приводов СШН.

Представлены основные зависимости кинематики длинноходовых приводов, на основании которых проведены сравнительные расчеты и построены графики перемещения, скорости и ускорения точки подвеса штанг канатно-шкивного привода СШН и дезаксиального станка-качалки, показавшие, что у канатно-шкивного механизма основные показатели работы лучше.

В результате проведенных исследований была предложена на уровне изобретения конструкция привода СШН мачтового типа уменьшенной металлоемкости и энергопотребления, позволяющая повысить работоспособность СШНУ.

Библиографический список

1. Вагидов, М.А. Кривошипные канатно-шкивные механизмы [Текст] / М.А. Вагидов, З.Э. Эйвазова // Механика, машиностроение. – Баку, 2006. – № 2. – С.40-42.
2. Заявка на изобретение А 2016 9973. Привод скважинного насоса [Текст] / Эйвазова З.Э., Фараджев Т.Э.; приоритет 17.06.2016.
3. Буровые комплексы [Текст] / под общей ред. К.П. Порожского. – Екатеринбург, издательство УГГУ, 2013 – 768 с.
4. Баграмов, Р.А. Буровые машины и комплексы: Учебник для вузов [Текст] / Р.А. Баграмов. – М.: Недра, 1988. – 501 с.: ил.

Сведения об авторах

Зулейха Э. Эйвазова – доцент, учитель, Азербайджанский государственный нефтяной и промышленный университет, Баку, Азербайджанская республика, e-mail: eyvazovaze@mail.ru

Тарлан Э. Фараджов – магистр кафедры, Азербайджанский государственный нефтяной и промышленный университет, Баку, Азербайджанская республика, e-mail: tarlan.farajov@hotmail.com

Поступила 27.12.2017