

Торайғыров университетінің хабаршысы
ҒЫЛЫМИ ЖУРНАЛЫ

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ
Вестник Торайғыров университета

Торайғыров университетінің ХАБАРШЫСЫ

Энергетикалық сериясы
1997 жылдан бастап шығады



ВЕСТНИК Торайғыров университета

Энергетическая серия
Издается с 1997 года

ISSN 2710-3420

№ 4 (2020)

Павлодар

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ
Вестник Торайгыров университета

Энергетическая серия
выходит 4 раза в год

СВИДЕТЕЛЬСТВО

о постановке на переучет периодического печатного издания,
информационного агентства и сетевого издания

№ 14310-Ж

выдано

Министерство информации и общественного развития
Республики Казахстан

Тематическая направленность

публикация материалов в области электроэнергетики,
электротехнологии, автоматизации, автоматизированных и
информационных систем, электромеханики и
теплоэнергетики

Подписной индекс – 76136

Бас редакторы – главный редактор

Кислов А. П.

к.т.н., доцент

Заместитель главного редактора

Талипов О. М., *доктор PhD, доцент*

Ответственный секретарь

Приходько Е. В., *к.т.н., профессор*

Редакция алқасы – Редакционная коллегия

Клецель М. Я., *д.т.н., профессор*
Новожилов А. Н., *д.т.н., профессор*
Никитин К. И., *д.т.н., профессор (Россия)*
Никифоров А. С., *д.т.н., профессор*
Новожилов Т. А., *к.т.н., доцент (Россия)*
Оспанова Н. Н., *к.п.н., доцент*
Нефтисов А. В., *доктор PhD, доцент*
Шокубаева З. Ж. *технический редактор*

За достоверность материалов и рекламы ответственность несут авторы и рекламодатели
Редакция оставляет за собой право на отклонение материалов
При использовании материалов журнала ссылка на «Вестник Торайгыров университета» обязательна

<https://doi.org/10.48081/MRLQ1428>

**А. М. Бекахметов, А. Х. Мустафин, Б. Г. Жанахудтинов,
Д. Н. Қабылқайыр, Н. Н. Смагулов**

Торайгыров университет, Республика Казахстан, г. Павлодар

УВЕЛИЧЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ МЕТОДОМ СНИЖЕНИЙ ВИБРАЦИЙ

Надежность насосных агрегатов существенно зависит от уровня вибрации, создаваемых при их работе. Также работа данных машин по уровню шума (вибрации) в помещении или на рабочем месте должна отвечать требованиям санитарно-гигиенических норм. Поэтому исследования в этом направлении актуальны. Данные исследования способствуют повышению долговечности и условия промышленной безопасности как для магистральных насосов, так и для технологических, используемых в нефтехимическом и нефтегазовом производстве. Для снижения колебаний в ДУ предлагается использовать современные материалы, обладающие при высокой податливости значительной прочностью, равносильной прочности стали. В настоящее время мерами, обеспечивающими надежность и безопасность от последствий повышенной вибрации насосных агрегатов, является вибрационная диагностика и мониторинг. Однако, они не решают проблемы по снижению вибрации и уменьшению отказов.

В данной статье приведено исследование методов снижения вибраций насосных агрегатов с целью снижения количества отказов по причине повышенной вибрации и увеличения динамических нагрузок, улучшение условия труда за счет уменьшения шума, вибрации и утечек жидкостей в насосных агрегатов. Задачами исследований являются разработка методики расчета и подбора параметров ДУ.

Ключевые слова: вибрация, насосные агрегаты, демпферные устройства, динамическая нагрузка, уменьшение шума, промышленная безопасность, магистральные насосы, снижение колебаний, вибрационная диагностика, нефтегазовое производство.

Введение

Надежность насосных агрегатов существенно зависит от уровня вибрации, создаваемых при их работе. Работа данных машин по уровню шума (вибрации)

в помещении или на рабочем месте должна отвечать требованиям санитарно-гигиенических норм. Поэтому исследования в этом направлении актуальны. Основными причинами повышенной вибрации насосных агрегатов являются неуравновешенность ротора, смещение осей валов, гидродинамическая неравномерность потока в проточной части насоса. Исследования способствуют повышению долговечности и условия промышленной безопасности как для магистральных насосов, так и для технологических, используемых в нефтехимическом и нефтегазовом производстве.

Целью исследования является снижение количества отказов по причине повышенной вибрации и увеличения динамических нагрузок, улучшение условий труда за счет уменьшения шума, вибрации и утечек жидкостей в насосных агрегатах. Задачами исследований являются разработка методики расчета и подбора параметров ДУ.

Материалы и методы

Причины повышенной вибрации насосных агрегатов существенно зависит от уровня создаваемых при их работе. По данным авторитетных источников [1], исследовавших 32 площадки насосных станции магистральных нефтепроводов, около 38–45 % от всех отказов происходит по причине повышенных вибрации.

Вибрации вызывают разрушение подшипников, динамическую нагруженность соединений насоса с фундаментом, смещение и биение ротора. В связи с этим ухудшаются условия работы торцевых и щелевых уплотнения, сопровождающиеся увеличением утечек жидкостей и перекрытием зазоров в соединениях корпуса и колеса.

Основные причины вибрации насосного агрегата по характеру их проявления (неуравновешенность ротора и смещение осей валов) представлены в таблице 1. Гидродинамическими источниками колебаний могут быть динамические составляющие радиальных и осевых сил, действующих на ротор насоса и обусловленных неравномерностью распределений давлений в проточных каналах насоса [2].

Рассматривая основные причины вибрации насосного агрегата, можно определиться со спектром частот, по которым необходимо произвести подбор амплитудно-частотных характеристик демпферных устройств (ДУ) и оптимизацию их параметров. Неуравновешенность ротора (дисбаланс) при его вращении вызывает переменные нагрузки на опорах ротора и изгиб вала. Это наиболее общая из часто встречающихся причин вибрации. Максимальная амплитуда вибрации при дисбалансе имеет радиальное направление. Частота вибрации (в Гц), характерная для дисбаланса, равна: $f = n/60$, где n – частота вращения ротора в минуту. Гидродинамическими источниками колебаний могут быть динамические составляющие

радиальных и осевых сил, действующих на ротор насоса и обусловленных неравномерностью распределений давлений в проточных каналах насоса. Пульсации этих сил являются сложными колебаниями, содержащими компоненты на частоте вращения f , лопастной частоте Zf (Z – число лопаток) и их гармоники – kf и kZf ($k=1, 2, 3$ – номер гармоники). Следовательно, при расчете параметров демпферов необходимо произвести их оптимизацию, которая учитывала бы взаимное влияние колебаний механической системы.

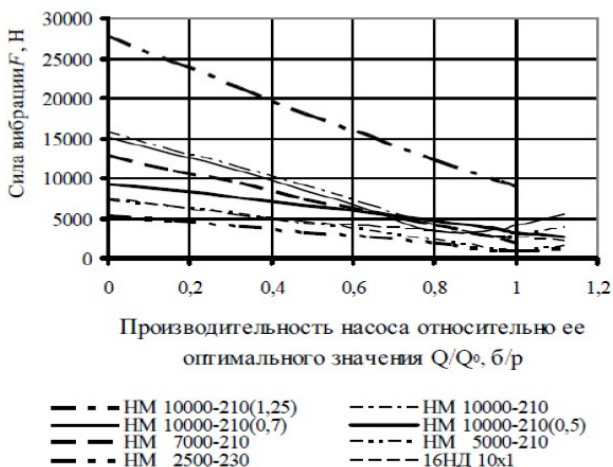


Рисунок 1 – Сила вибрации от пульсации давления при неполной подачи

Насос типа НМ10000-210 – центробежный горизонтальный одноступенчатый спирального типа с рабочим колесом двустороннего входа, снабженный подшипниками скольжения с принудительной смазкой. Концевые уплотнения ротора – механические торцовые одинарные с гидравлической разгрузкой и дополнительным щелевым уплотнением в соответствии с API 682. В насосе НМ 10000-380-2 применены двойные торцовые уплотнения фирмы «Бургман» с системой обеспечения работоспособности. Нефть, поступающая на охлаждение торцовых уплотнений, проходит очистку в циклонном сепараторе. Для восприятия радиальных нагрузок применены опорные подшипники скольжения с высокой несущей способностью, а для восприятия осевых нагрузок – сдвоенные радиально-упорные подшипники качения SKF. Максимальный диаметр вала насоса выбирается в месте посадки рабочего колеса, а к концам диаметр вала ступенчато уменьшается. Для демпфирования вибрации, действующей на вал ротора, наружное кольцо подшипников качения или наружная поверхность вкладыша для подшипников

скольжения устанавливается в расточку корпуса, покрытого эластомером или другим упругим элементом. Лапки корпуса насоса устанавливаются на настиле, изготовленного из эластомера. Математическая модель состоит из двух масс, как показано на рисунке 2, связанных между собой жесткостью и диссипативными связями в виде коэффициентов жесткости и демпфирования. Для магистральных насосов НМ 10000-210: масса корпуса насоса без ротора $m_1=10470$ кг, масса ротора, то есть вала с опорами и рабочим колесом $m_2=429$ кг. Согласно данным на рисунке 2 возмущающая вибрация сила от пульсации давления в проточной части насоса при снижении подачи до $0,6Q_n$ (от номинального значения) для насосов НМ 10000-210 равна $F_1=1500$ Н.

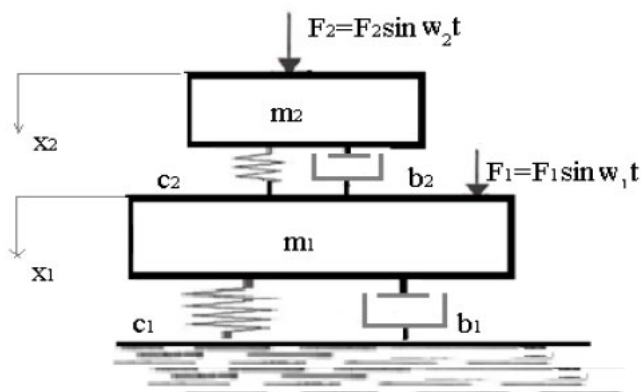


Рисунок 2 – Математическая модель колебаний системы ротор-корпус насоса

Зависимость сил упругой деформации опор R_1 на фундаменте и R_2 ротора на подшипниках лучше представить графиком изменения их величин от коэффициентов жесткостей. Так, применение ДУ при возмущении от неравномерности потока в проточной части насоса приводит к снижению амплитуды силы упругой деформации обеих опор: R_1 в $315,5/39,79=7,9$ раз, а амплитуды силы R_2 , в $131,75/14,01=9,4$ раз. Демпфирование опор не взаимосвязано и применение ДУ на одной из опор практически не отражается на демпфировании колебаний другой опоры.

Возбуждение колебаний системы от силы F_2 в исследуемом интервале $1500-3000$ Н, вызванное радиальным смещением оси ротора, соответственно, в диапазоне $0,035-0,070$ мм, сопровождается ростом амплитуды силы реакций в опорах. Без ДУ силы упругой деформации в опорах корпуса насоса на фундаменте больше, чем в подшипниках ротора.

Таблица 1 – Результаты моделирования вибрации от радиального смещения оси ротора

Сила деформации опоры	Без ДУ	с ДУ	Δ ,мм	D ,гмм
R1	4799	2481	0,035	15000
R2	5611	234	0,035	15000
R1	7471	3341	0,047	20000
R2	6442	695	0,407	20000
R1	9729	5007	0,070	30000
R2	11222	1045	0,070	30000

На рисунке 3 показано, что с применением демпферных устройств силы реакции в опорах существенно снижаются. Так, например, при дисбалансе ротора 20000 г мм сила в опоре ротора почти в 10 раз (6442/695), а сила в опорах насоса в 2,5 раза (7471/3341) уменьшается. Необходимо отметить, что величины сил реакции от колебаний, вызванных пульсацией потока и смещением осей валов даже при равных значениях возмущающих сил $F_1=1500$ Н и $F_2=1500$ Н отличаются значительно. Например, для 1-го варианта расчетов силы R_1 , соответственно, равны 4799 Н и 315,5 Н, а сила R_2 - 5611 Н и 131,75 Н и т.д. для остальных вариантов отмечается большая разница в силах реакции.

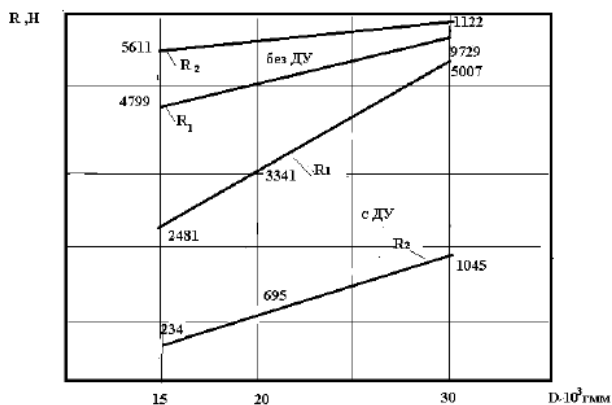


Рисунок 3 – Зависимость сил упругой деформации опор от дисбаланса ротора

Результаты и обсуждение

Вибрационные защитные материалы эластомер Nowelle используются в строительстве жилых, гражданских и производственных объектов для вибрационной защиты возводимых зданий от внешних воздействий (НТЦ «Резина»). Они применяются при монтаже промышленного, вентиляционного оборудования, для обеспечения целей виброизоляции строительных конструкций от работы двигателей и других подвижных частей машин, а также применяются для защиты от различного рода колебаний, влияющих на показания научного и лабораторного оборудования, в быту и для тюнинга автомобилей.

Какого бы типа не был насос, чтобы он не транспортировал газообразную среду или жидкость, в процессе обычной работы он всегда будет генерировать вибрации. Наиболее очевидным и эффективным способом изоляции таких колебаний было и остаётся разьединение насоса и строительной конструкции как показано на рисунке 4. Использование для целей такого типа виброизоляции эластомеров Nowelle – очевидное решение задачи.

Преимущества ДУ с эластомером Nowelle:

- Значительное снижение вибраций передаваемых на конструкции;
- Простота монтажа и демонтажа;
- Высокая эффективность поглощения колебаний при малой толщине материала;
- Использование эластомера в качестве опор для насоса делает его эксплуатацию более рентабельной.

Вибрационная изоляционная резиновая опора со свинцовым сердечником, представленная на рисунке 4, является одноблочным вибрационным изоляционным устройством с демпфирующим механизмом, составленная из стабильного возвращающего устройства резиновой опоры и поглощающего устройства энергии свинца. Свинец, это металл с хорошей пластической способностью деформироваться и поглощающим энергию устройством. Резиновая опора со свинцовым сердечником, это одна из самых первых опор, которые раньше всех применяются в вибрационных изоляционных конструкциях. Резиновая опора со свинцовым сердечником с помощью хороших механических свойств, простой конструкции и высоким соотношением цены и качества, уже широко применяется в объекте.

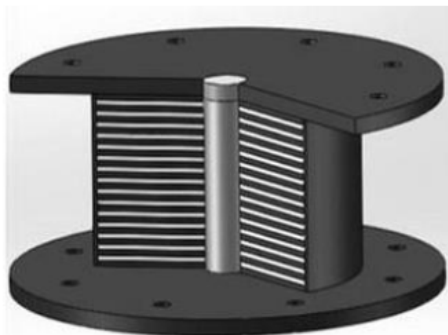


Рисунок 4 – Виброизоляционная резиновая опора со свинцовым сердечником

Резина является деформируемым материалом из-за натяжения и нажатия. У опоры низкая жесткость на растяжение, приблизительно $1/7 \sim 1/10$ жесткости на растяжение. Способность горизонтальной деформации опоры. Стальные листы сдерживают продольную деформацию резины, нет влияния на её горизонтальную деформацию. Одновременно свинцовый сердечник может хорошо следовать за деформацией опоры, поглощает энергию землетрясения и вибрации. Горизонтальное свойство опоры, стабильное, опора из-за существования свинцового сердечника, может ограничивать горизонтальную деформацию опоры. Долговечность опоры. Вибрационное изоляционное устройство даже после 10 лет использования остается ещё исправной.

Выводы

Основными причинами повышенной вибрации насосных агрегатов являются неуравновешенность ротора, смещение осей валов, гидродинамическая неравномерность потока в проточной части насоса. В настоящее время мерами, обеспечивающими надежность и безопасность от последствий повышенной вибрации насосных агрегатов, является вибрационная диагностика и мониторинг. Однако, они не решают проблемы по снижению вибрации и уменьшению отказов. Установлено, что применение ДУ при возмущении вибрации от неравномерности потока в проточной части приводит к снижению амплитуд сил упругой деформации опор корпуса насоса и подшипников ротора в 8–9 раз, а от радиального смещения осей вала двигателя и насоса в 2–4 раза. Для снижения колебаний в ДУ предлагается использовать современные композитные материалы, обладающие при высокой податливости значительной прочностью, равносильной прочности стали.

Список использованных источников

1 Сейтенова, Г. Ж. Основы нефтепереработки: учебное пособие.– Павлодар: Кереку, 2014, – С. 23–27.

2 Мустафин, А. Х., Сейтенова, Г. Ж. Кабылкайыр, Д. Н. Моделирование вибрации насосных агрегатов на опорах и методы их снижения, 2020, – С. 51–54.

3 Гумеров, А. Г., Шаммазов, А. М., Быков, Л. И. Снижение колебаний обвязки насосных агрегатов виброизоляторами с заданными силовыми характеристиками. 2016, –С. 120–126.

4 Шабаров, А. Б. Распределение скоростей и давлений по обводам проточной части рабочего колеса центробежного насоса, 2010, – С. 36–38.

5 Мустафин, А. Х., Кабылкайыр, Д. Н. Разработка методов защиты насосных агрегатов от вибрационных нагрузок, 2019, – С. 13–21.

6 Литин Е. А. Теоретические основы вибродиагностики насосных агрегатов для транспортировки нефти, 2018, – С. 54–57.

7 Хайдарова, А. Ф. Неклюдова, П. А. Диагностика технического состояния насоса. 2017, – С. 68–72.

8 Сапко, А. А. Проблемы выявления возбудителей механических вибрации в насосных агрегатах, 2017, – С. 131–132.

9 Исмагилов, М. Р., Кошталева, Е. Б. проблемы вибрации при работе систем насосного оборудования и способ их решения, 2017, – С. 45–49.

10 Марченко, А. Д., Фурсов, В. К. Причины и способы снижения вибрации и шума лопастных насосов, 2015, – С. 90–94.

References

1 Seytenova, G. Zh. Osnovy neftepererabotki: uchebnoeposobie. – Pavlodar : Kereku. [Seytenova, G. Zh. Fundamentals of petroleum refining: a training manual]. – Pavlodar : Kereku. – 2014. – P. 23–27.

2 Mustafin, A. Kh., Seitenova, G. Zh., Kabylkayyr, D. N. Modelirovanie kolebaniy nasosnykh agregatov na oporakh i metodyikh snizheniya. [Mustafin A. Kh., Seitenova G. Zh. Kabylkayyr D. N. Modeling of vibration of pump units on supports and methods of their reduction]. – 2020. – P. 51–54.

3 Gumerov, A. G., Shammazov, A. M., Bykov, L. I. Snizhenie kolebaniy obvyazki nasosnykh agregatov vibroizolyatorami s zadannymi silovymi kharakteristikami. [Gumerov A. G., Shammazov A. M., Bykov L. I. Reduction of vibrations of piping pumping units with vibration isolators with particular power characteristics]. – 2016. – P. 120–126.

4 Shabarov, A. B. Распределение скоростей и давлений по протоchnoi chaste rabocheho koleasa centrobezhnogo nasosa. [Shabarov A. B. distribution of speeds and pressures along the contours of the flow part of the impeller of a centrifugal pump]. – 2010. – P. 36–38.

5 Mustafin, A. Kh., Kabylkayir, D. N. Razrabotka metodov zashity nasosnykh agregatov otvibracionnykh nagruzok. [Mustafin A. H., Abilkaiyr D. N. Development of methods of protection of pumping units against vibration loads]. – 2019. – P. 13–21.

6 Litin, E. A. Teoreticheskie osnovy vibrodiagnostiki nasosnykh agregatov dly ztransportirovki nefi. [Litvin E. A. Theoretical bases of vibration diagnostics of pumping units for oil transportation]. – 2018. – P. 54–57.

7 Haidarova, A. F., Neklyudova, P. A. Diagnostika tekhnicheskogo sostoyaniya nasosa. [Haidarova A. F. Neklyudova P. A. Diagnostics of the technical condition of the pump]. – 2017. – P. 68–72.

8 Sapko, A. A. Problemy vyiavljeniya vozбудitelei mekhanicheskikh vibracii v nasosnykh agregatakh. [Sapko A. A. The problem of identification of causative agents of mechanical vibration in the pumping units]. – 2017. – P. 131–132.

9 Ismagilov, M. R., Koshtaleva, E. B. Problemy vibracii pri rabote system nasosnogo oborudovaniya i sposobikh resheniya. [Ismagilov M. R., Kosheleva E. B. Problems of vibration in the operation of pumping equipment systems and a method for their solution]. – 2017. – P. 45–49.

10 Marchenko, A. D., Fursov, V. K. Prichiny i sposoby snizheniya vibraciii shuma lopastnykh nasosov. [Marchenko, A. D., Fursov V. K. Causes and ways to reduce the vibration and noise of centrifugal pumps]. – 2015. – P. 90–94.

Материал поступил в редакцию 11.12.20.

*A. M. Bekahmetov, A. X. Mустафин, B. G. Жанахутдинов,
D. N. Қабылқайыр, N. N. Смағұлов*

Тербелістерді төмендету әдісімен сорғы агрегаттарының қызмет ету мерзімін ұлғайту

Торайғыров университеті,
Қазақстан Республикасы, Павлодар қ.
Материал баспаға 11.12.20 түсті.

*A. M. Bekahmetov, A. H. Mustafin, B. G. Zhanakhutdinov,
D. N. Kabylkaiyr, N. N. Smagulov*

Increasing the service life of pumping units by reducing vibrations

Toraighyrov University,
Republic of Kazakhstan, Pavlodar.
Material received on 11.12.20.

Сорғы қондырғыларының сенімділігі олардың жұмысы кезінде пайда болатын діріл деңгейіне байланысты. Сондай-ақ осы машиналардың үй-жайдағы немесе жұмыс орнындағы шу (діріл) деңгейі бойынша жұмысы санитарлық-гигиеналық нормалардың талаптарына жауап беруі тиіс. Сондықтан осы бағыттағы зерттеулер өзекті. Осы зерттеулер магистральдық сорғылар үшін де, мұнай-химия және мұнай-газ өндірісінде пайдаланылатын технологиялық сорғылар үшін де ұзақ мерзімділікті және өнеркәсіптік қауіпсіздік шарттарын арттыруға ықпал етеді. ДҚ-да тербелістерді азайту үшін Болаттың беріктігіне тең келетін айтарлықтай беріктігі бар заманауи материалдарды пайдалану ұсынылады. Қазіргі уақытта сорғы қондырғыларының жоғары дірілінен сенімділік пен қауіпсіздікті қамтамасыз ететін шаралар діріл диагностикасы және мониторинг болып табылады. Алайда, олар дірілді азайту және істен шығуды азайту мәселелерін шешпейді.

Бұл мақалада дірілдің жоғарылауы және динамикалық жүктемелердің жоғарылауы салдарынан істен шығу сабын азайту, сорғы қондырғыларындағы шуды, дірілді және сұйықтықтың ағып кетуін азайту арқылы еңбек жағдайларын жақсарту мақсатында сорғы қондырғыларының тербелістерін азайту әдістері туралы зерттеулер келтірілген. Зерттеу міндеттері параметрлерін есептеу және таңдау әдістемесін жасау.

Кілтті сөздер: діріл, сорғы қондырғылары, демпферлік құрылғылар, динамикалық жүктеме, шуды азайту, өнеркәсіптік қауіпсіздік, магистральдық сорғылар, тербелістерді азайту, діріл диагностикасы, мұнай-газ өндірісі.

The reliability of pumping units depends significantly on the level of vibration generated during their operation. Also, the operation of these machines in terms of noise (vibration) in the room or at the workplace must meet the requirements of sanitary and hygienic standards. Therefore, research in this direction is relevant. These studies contribute to improving the durability and industrial safety of both mainline pumps and process pumps used in petrochemical and oil and gas production. To reduce fluctuations in the DD, it is proposed to use modern materials that have a significant strength at high compliance, equivalent to the strength of steel. Currently, vibration diagnostics and monitoring are measures that ensure reliability and safety from the consequences of increased vibration of pumping units. However, they do not solve the problems of reducing vibration and reducing failures.

This article presents a study of methods for reducing vibration of pumping units in order to reduce the number of failures due to increased vibration and increase dynamic loads, improve working conditions by reducing noise, vibration and fluid leaks in pumping units. The research objectives are to develop a method for calculating and selecting remote control parameters.

Keywords: vibration, pumping units, damping devices, dynamic load, noise reduction, industrial safety, mainline pumps, vibration reduction, vibration diagnostics, oil and gas production.

Теруге 11.12.2020 ж. жіберілді. Басуға 17.12.2020 ж. қол қойылды.

Электрондық баспа

3,99 Мб RAM

Шартты баспа табағы 26,6. Таралымы 300 дана. Бағасы келісім бойынша.

Компьютерде беттеген: А. К. Шукурбаева

Корректор: А. Р. Омарова

Тапсырыс № 3715

Сдано в набор 11.12.2020 г. Подписано в печать 17.12.2020 г.

Электронное издание

3,99 Мб RAM

Усл. печ. л. 26,6. Тираж 300 экз. Цена договорная.

Компьютерная верстка: А. К. Шукурбаева

Корректор: А. Р. Омарова

Заказ № 3715

«Toraighyrov University» баспасынан басылып шығарылған

«Торайғыров университет»

коммерциялық емес акционерлік қоғамы

140008, Павлодар қ., Ломов к., 64, 137 каб.

«Toraighyrov University» баспасы

«Торайғыров университет»

коммерциялық емес акционерлік қоғамы

140008, Павлодар қ., Ломов к., 64, 137 каб.

8 (7182) 67-36-69

e-mail: kereku@tou.edu.kz

www.vestnik.tou.edu.kz