

ТОРАЙҒЫРОВ УНИВЕРСИТЕТІНІҢ  
ҒЫЛЫМИ ЖУРНАЛЫ

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ  
ТОРАЙҒЫРОВ УНИВЕРСИТЕТА

---

**ҚАЗАҚСТАН ҒЫЛЫМЫ  
МЕН ТЕХНИКАСЫ**

2001 ЖЫЛДАН БАСТАП ШЫҒАДЫ



**НАУКА И ТЕХНИКА  
КАЗАХСТАНА**

ИЗДАЕТСЯ С 2001 ГОДА

ISSN 2788-8770

№ 1 (2024)

---

ПАВЛОДАР

**НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ  
ТОРАЙГЫРОВ УНИВЕРСИТЕТ**

выходит 1 раз в квартал

---

**СВИДЕТЕЛЬСТВО**

о постановке на переучет периодического печатного издания,  
информационного агентства и сетевого издания  
№ KZ51VPY00036165

выдано

Министерством информации и общественного развития  
Республики Казахстан

**Тематическая направленность**

Публикация научных исследований по широкому спектру проблем  
в области металлургии, машиностроения, транспорта, строительства,  
химической и нефтегазовой инженерии, производства продуктов питания

**Подписной индекс – 76129**

<https://doi.org/10.48081/KBNH3045>

**Импакт-фактор РИНЦ – 0,210**

**Импакт-фактор КазБЦ – 0,406**

---

Абишев Кайратолла Кайроллинович – к.т.н., профессор (главный редактор);  
Касенов Асылбек Жумабекович – к.т.н., профессор (заместитель главного редактора);  
Мусина Жанара Керейовна – к.т.н., профессор (ответственный секретарь);  
Шокубаева Зауреш Жанатовна – технический редактор.

**Члены редакционной коллегии:**

Калиакпаров Алтай Гиндуллинович – д.т.н., профессор (Нур-Султан, Казахстан);  
Клецель Марк Яковлевич – д.т.н., профессор (Павлодар, Казахстан);  
Шеров Карибек Тагаевич – д.т.н., профессор (Караганда, Казахстан);  
Богомолов Алексей Витальевич – к.т.н., ассоц. профессор (Павлодар, Казахстан);  
Кажибоева Галия Тулеуевна – к.т.н., профессор (Павлодар, Казахстан);

**Зарубежные члены редакционной коллегии:**

Baigang Sun – профессор (Пекин, Китай);  
Gabriele Comodi – PhD, профессор (Анкона, Италия);  
Jianhui Zhao – профессор (Харбин, Китай);  
Khamid Mahkamov – д.т.н., профессор (Ньюкасл, Великобритания);  
Magin Lapuerta – д.т.н., профессор (СьюДад Реал, Испания);  
Mareks Mezitis – д.т.н., профессор (Рига, Латвия);  
Petr Bouchner – PhD, профессор (Прага, Чехия);  
Ronny Berndtsson – профессор (Лунд, Швеция);  
Барзов Александр Александрович – д.т.н., профессор (Москва, Россия);  
Витвицкий Евгений Евгеньевич – д.т.н., профессор (Омск, Россия);  
Иванчина Эмилия Дмитриевна – д.т.н., профессор (Томск, Россия);  
Лазарев Владислав Евгеньевич – д.т.н., профессор (Челябинск, Россия);  
Мягков, Леонид Львович – д.т.н., профессор (Москва, Россия);  
Янюшкин Александр Сергеевич – д.т.н., профессор (Чебоксары, Россия);  
Ребезов Максим Борисович – д.с/х.н., профессор (Москва, Россия).

---

За достоверность материалов и рекламы ответственность несут авторы и рекламодатели  
Редакция оставляет за собой право на отклонение материалов  
При использовании материалов журнала ссылка на журнал «Наука и техника Казахстана» обязательна

**\*С. П. Дюрягин, А. Х. Мустафин, Н. С. Сембаев,  
В. П. Василевский, А. Б. Байгушкарлова**

Торайгыров университет, Республика Казахстан, г. Павлодар

e-mail: [dyuring@mail.ru](mailto:dyuring@mail.ru)

## **ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРЕНИЯ В ЗОНЕ КОНТАКТА ПЬЕЗОПЛАСТИНЫ И РОТОРА ВИБРОПРИВОДА**

*В данной статье рассматриваются вопросы исследования характеристик трения в зоне контакта пьезопластины и ротора с целью улучшения динамических характеристик вибропривода.*

*Исследования вибродвигателей показали их исключительные качества: высокую разрешающую способность по перемещению, широкий температурный диапазон, полное отсутствие влияния паразитных магнитных или электрических (в частности радиационных) полей. Но главной особенностью вибродвигателей, следует считать высокое динамическое качество в переходных режимах движения (т.е. при пуске и остановке, в старт-стопных и шаговых режимах), так как колеблющийся элемент с момента отключения питания становится тормозящим.*

*Существующие электродвигатели не всегда удовлетворяют повышенным требованиям: они обладают большой постоянной времени, вводят в динамическую схему прибора элементы пониженных жёсткостей, имеют ограниченный диапазон скоростей. Разрешающая способность существующих электродвигателей (включая шаговые и редукторные) довольно низкая и измеряется в единицах угловых минут или десятых долей миллиметра в линейных приводах. Такие характеристики не в состоянии удовлетворить возросшие требования к электромеханическим узлам. Поэтому создание нового вида привода, основанного, на преобразовании высокочастотных микровибраций в направленное движение, вызвало большой интерес у разработчиков прецизионной аппаратуры и устройств точной механики.*

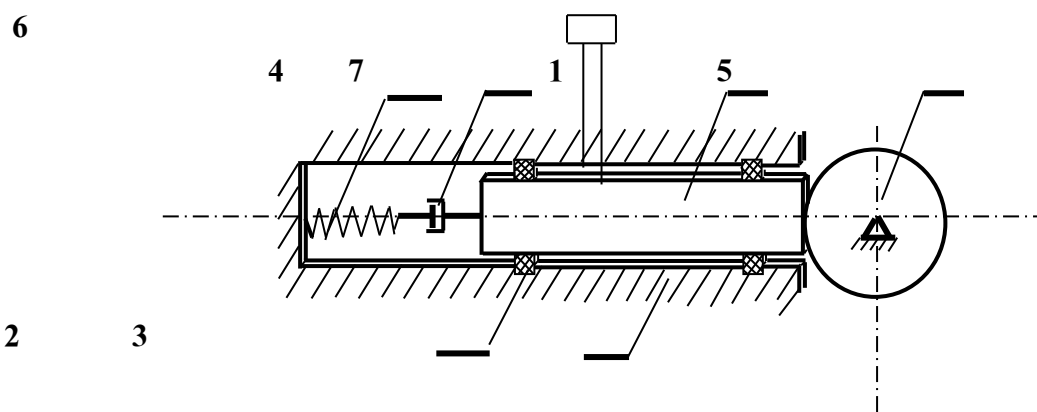
*Ключевые слова: трение, износ, вибродвигатель, ротор, демпфирующий элемент, равномерность вращения, пьезопластина.*

### **Введение**

По мере совершенствования вибродвигатели находят всё более широкое применение в различных областях науки и техники[1]. Одной из задач совершенствования вибродвигателей является повышение равномерности вращения ротора. Поскольку

вращение ротора обеспечивается силой трения, возникающей в паре трения между пьезопластиной и ротором, то на равномерность вращения существенное влияние оказывает нестационарность процессов трения.

Для уменьшения влияния фрикционных автоколебаний, возникающих в процессе трения и существенно влияющих на динамические характеристики вибропривода, предложена конструкция вибродвигателя с дополнительным демпфирующим элементом (Рисунок 1) [2]. На данную конструкцию получено авторское свидетельство на изобретение № 1769677 от 15.06.1992г.



1–пьезопластина; 2–направляющие пьезопластины; 2–корпус вибродвигателя; 4–пружина; 5–ротор; 6–блок управления; 7–демпирующий элемент.

Рисунок 1 – Схема вибродвигателя

### Материалы и методы

Теоретический анализ научной и специальной литературы по проблеме исследования; эксперимент, методы математической статистики по обработке экспериментальных данных.

Одной из задач совершенствования вибродвигателя является повышение равномерности вращения ротора. Поскольку вращение ротора обеспечивается силой сухого трения, возникающей в паре трения между износостойкой металлокерамической накладкой на пьезопластине и стальным ротором, то на равномерность вращения существенное влияние оказывает нестационарность процессов трения.

В частности условием появления фрикционных автоколебаний, которые наблюдались при проведении экспериментальных исследований, является наличие подающего участка характеристики трения, где  $\frac{dR}{dV} < 0$  (рисунок 2).

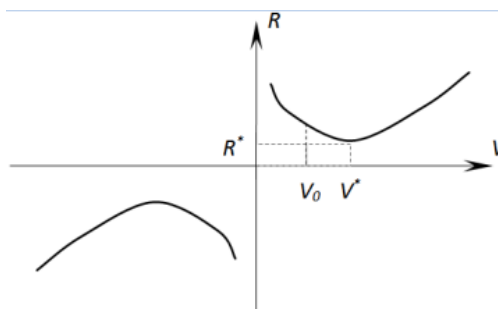


Рисунок 2 – Характеристика трения

При автоколебаниях скорость скольжения колеблется возле среднего значения  $V_0$ .

Характеристики трения получены при исследовании вибродвигателей с демпфирующим элементом, установленным с пружиной поджима пьезопластины к ротору, и без него. Сила трения определялась по усилию прижатия и коэффициенту трения пары: сталь – металлокерамика по формуле:

$$R = f \cdot N$$

Скорость скольжения принималась равной окружной скорости точки контакта ротора с накладкой пьезоэлемента. Принимая коэффициент трения вышеуказанной пары  $f = 0,18$  [3] при диаметре ротора 0,11м, определены характеристики трения вибродвигателя (рисунок 3).

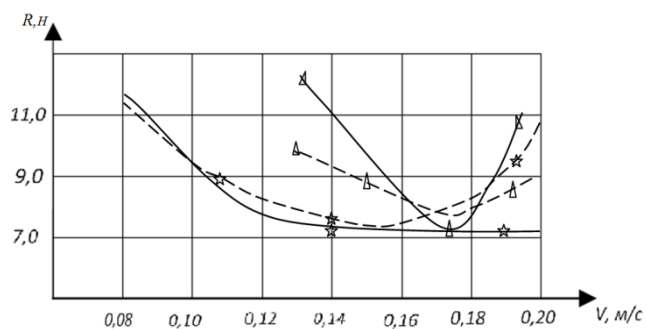


Рисунок 3–Характеристика трения вибродвигателя

Рисунок характеристики трения вибродвигателя без демпфера ( $\Delta$ ), с демпфером (\*). При скорости  $V > 0$  характеристику трения с достаточной для расчётов точностью можно аппроксимировать в виде кубической функции

$$R = 3R_* \left( 1 - \frac{V}{V_*} + \frac{V^3}{V_*^3} \right)$$

где  $R_*$  – наименьшая величина силы трения;

$V_*$  – соответствующая минимальной силе трения скорость скольжения.

При одинаковой минимальной силе трения скорости скольжения в точке перегиба кривых трения имеются разные значения: на кривой трения с демпфером скорость

$$V_* = 0,14 \text{ м/с}$$

и далее при её увеличении сила трения практически не изменяется. На кривой трения вибродвигателя без демпфера скорость больше и составляет  $V_* = 0,175 \text{ м/с}$ , сила трения имеет склонность к увеличению при дальнейшем повышении скорости скольжения.

Кривые трения, построенные по результатам расчётов, представлены на рисунке 3 штриховыми линиями.

### Фрикционные автоколебания пьезопластины вибродвигателя

Для упрощения расчётов, изгибные колебания пьезоэлемента, поджатого пружиной к ротору, рассматриваются как вертикальные автоколебания упруго закреплённого тела, прижатого к вращающему диску (рисунок 4).

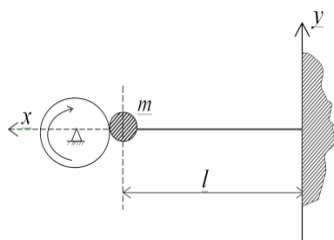


Рисунок 4 – Схема для расчёта колебаний пластины

Дифференциальное уравнение возмущённого движения имеет вид

$$m\ddot{y} + \Delta R(V_0, \dot{y}) + cy = 0$$

В уравнении разность

$$\Delta R(V_0, \dot{y}) = R(V_0) - R(V_0 - \dot{y})$$

представляет приращение силы трения из-за изменения скорости скольжения. На падающем участке характеристики эта разность отрицательна, что способствует появлению автоколебаний.

Для определения амплитуды установившихся автоколебаний используется уравнение энергетического баланса [4]

$$\int_0^{\frac{2\pi}{P}} \Delta R \dot{y} dt = 0$$

В нашем случае

$$\Delta R = \frac{3R_*}{V_*} \left[ \dot{y} \left( 1 - \frac{V_0^2}{V_*^2} \right) + \frac{V_0 \cdot \dot{y}^3}{V_*^2} - \frac{\dot{y}^3}{3V_*^2} \right]$$

Получают амплитуду автоколебаний

$$a = \frac{2V_x}{p} \sqrt{1 - \frac{V_0^2}{V_*^2}}$$

Наибольшая скорость колебаний

$$\dot{y}_{MAX} = ap = 2V_x \sqrt{1 - \frac{V_0^2}{V_*^2}}$$

Скорость автоколебаний ни должна быть больше скорости скольжения  $V_0$ .

Условие существования автоколебаний

$$V_* \sqrt{1 - \frac{V_0^2}{V_*^2}} < V_0 < V_*$$

или

$$0,895 V_* < V_0 < V_*$$

Автоколебания невозможны при нарушении правого неравенства, при нарушении левого автоколебания будут носить релакционный характер, т.е. существенно отличаться от гармонических. Здесь же возможны появления интервалов полного сцепления (отсутствия скольжения). Поэтому при определении амплитуды колебаний пьезоэлемента вибродвигателя без демпфера средняя скорость  $V_0$  должна удовлетворять вышеуказанному условию.

Результаты расчётов амплитуд колебаний в вышеуказанном интервале скоростей представлены на рисунке 5

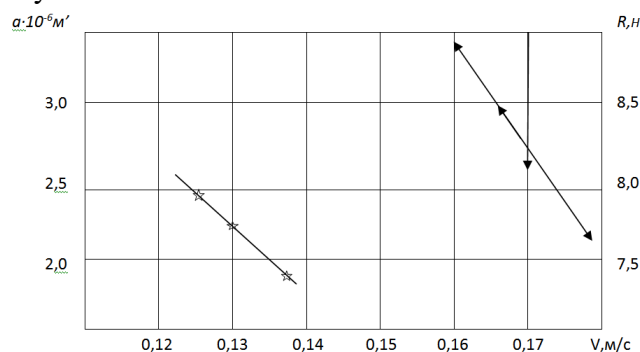


Рисунок 5 – Амплитуды квазилинейных автоколебаний

Вибродвигатели, имеющие демпферную прокладку между пружиной поджима и пьезоэлементом, создают меньшую амплитуду автоколебаний. Это явление обусловлено смещением скорости скольжения контактной зоны пластины и ротора в область меньших скоростей. При увеличении силы поджима или силы трения автоколебания из квазилинейных, т.е. носящих гармонический характер, превращаются в релакционные.

Закон колебаний существенно отличается от гармонических и имеют пилообразную характеристику (рисунок 6).

При значительном падении характеристики трения можно пренебречь инерционной слагаемой уравнения и рассматривать её как дифференциальное уравнение первого порядка

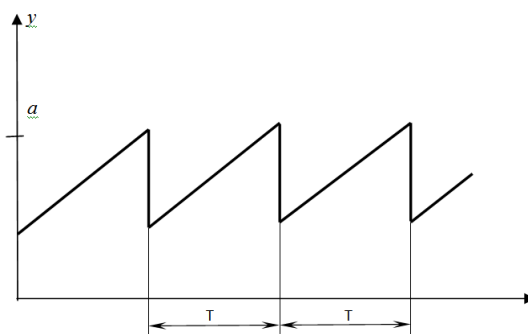


Рисунок 6 – Характеристика релакционных автоколебаний

Решение дифференциального уравнения представлено в следующем виде:

$$y = \frac{t}{T} \cdot a$$

где  $T = \frac{2\pi}{p}$  – период пилообразной характеристики, частота колебаний которой принимается равной частоте собственных колебаний.



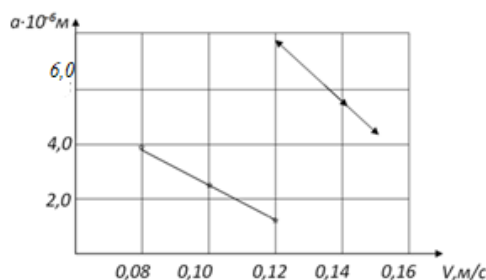


Рисунок 7 – Амплитуды релакционных автоколебаний

Скорость изменения амплитуды

$$\dot{y} = \frac{a}{T}$$

После подстановки приращение силы трения в уравнение энергетического баланса

$$\int_0^T \left[ \dot{y} \left( 1 - \frac{V_0^2}{V_*^2} \right) + \frac{V_0 \cdot \dot{y}^3}{V_*^2} - \frac{\dot{y}^3}{3V_*^2} \right] \dot{y} dt = 0$$

Отсюда амплитуда колебаний

$$a = \frac{3\pi}{p} \left( \sqrt{\frac{4}{3} V_*^2 - \frac{1}{3} V_0^2} - V_0 \right)$$

Амплитудно-скоростная характеристика релакционных автоколебаний для двух вариантов вибродвигателей при  $V_0 < 0,895V_*$  представлены на рисунке 7.

При релакционных колебаниях из-за значительного поджатия пластины к ротору скорость скольжения уменьшается, а амплитуда колебания увеличивается. Диапазон изменения амплитуд колебаний вибродвигателя без демпфера составляет

$$(4,2 \div 7,8) \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

### Характеристики амплитуд колебаний и неравномерности вращения ротора

На участках скорости  $V_0 < V_*$  кривая трения (рисунок 3) вибродвигателя без демпфера имеет практически линейно возрастающую характеристику, а на аналогичном участке кривой трения с демпфером характеристика остается почти постоянной.

Приняв силу трения в зоне контакта пьезопластины с ротором за внешнюю нагрузку можно по известной жёсткости пластины определить статическое смещение (начальная амплитуда колебания).

Так при

$$R(V) = 7,2H$$

амплитуда

$$a = \frac{7,2}{3,2 \cdot 10^6} = 2,25 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

Аналогично определяются амплитуды колебаний конца пластины для остальных дискретных значений  $R(V)$ . Амплитуды колебаний пластин обеих вариантов вибродвигателей во всем диапазоне скорости скольжения ротора и пьезопластин совмещают с кривыми изменений коэффициентов неравномерности вращения ротора полученных экспериментальным путём (рисунок 8).

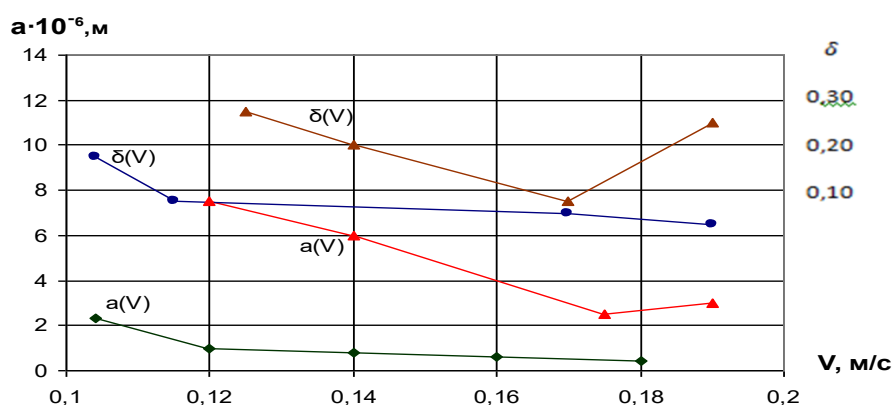


Рисунок 8 – Характеристика амплитуды колебаний и неравномерности вращения

### Результаты и обсуждение

Из анализа характеристик следует, что между кривыми изменениями  $a(v)$  и  $b(v)$  имеется определённая корреляционная зависимость, выражающаяся в соответственном совместном увеличении или уменьшении этих параметров. Необходимо отметить хорошее совмещение амплитуд колебаний на граничных участках характеристик трения: квазилинейные автоколебания-релакционные-вынужденные. При этом важно отметить, что для вибродвигателей с демпфером амплитуда колебаний на всех участках скоростей в 1,5÷3,0 раза, а коэффициент неравномерности в 1,5÷2,0 раза меньше, чем для вибродвигателя без демпфера.

### Выводы

Таким образом, на основании вышеизложенного можно сделать вывод о том, что применение демпфирующего элемента в конструкции вибродвигателя позволило улучшить динамические характеристики вибропривода.

---

---

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Бансявичюс, Р. Ю., Рагульскис, К. М. – Вибродвигатели. – Вильнюс : Мокслас. 1981 – 322 с.
- 2 Биргер, И. А., Пановко, Я. Г. – Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник в 3 томах. – 1998 – 228 с.
- 3 Дюрягин, С. П., Сорокин, А. Н., Мустафин, А. Х. Вибродвигатель с улучшенными динамическими характеристиками // Вестник ПГУ. – Павлодар, 2003. – № 2. – С. 22.
- 4 Бабицкий, В. И. Теория виброударных систем. – М. : Наука 1978. – 352 с.
- 5 Бараускас, Р. А., Кульветис, Г. П., Рагульскис, К. М. Расчёт и проектирование вибродвигателей. – Л. : Машиностроение, 1984. – 102 с.
- 6 Блехман, И. И., Джанелидзе, Г. Ю. Вибрационное перемещение. – М. : Наука, 1994. – 410 с.
- 7 Лавриненко, В. В., Карташёв, И. А., Вишневский, В. С. Пьезоэлектрические двигатели. – М. : Энергия, 1980. – 112 с.
- 8 Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л. : Машиностроение, 1976. – 320 с.
- 9 Анурьева, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 2 – 897 с.
- 10 Дюрягин, С. П., Сорокин, А. Н., Молокова, Н. И. Автоматизированная лазерная технологическая установка. // Вестник ПГУ. – № 4. – 2003.

REFERENCES

- 1 Bansevicius, R. Yu., Ragulskis, K. M. – Vibrodvigateli [Vibration motors]. – Vilnius : Mokslas. –1981. – 322 p.
- 2 Birger, I. A., Panovko, Ya. G. Prochnost`. Ustojchivost`. Kolebaniya. [Strength. Stability. Fluctuations] Handbook in 3 volumes. – 1998. – 228 p.
- 3 Dyuryagin, S. P., Sorokin, A.N., Mustafin, A. H. Vibrodvigatel` s uluchshenny`mi dinamicheskimi karakteristikami [Vibration motor with improved dynamic characteristics] // Bulletin of PSU. – Pavlodar, 2003. – No. 2. – P. 22.
- 4 Babitsky, V. I. Teoriya vibroudarny`x sistem [Theory of vibration shock systems]. – Moscow : Nauka, 1978. – 352 p.
- 5 Barauskas, R. A., Kulvetis, G. P., Ragulskis, K. M. Raschyot i proektirovanie vibrodvigatelej [Calculation and design of vibration motors]. – L. : Mechanical Engineering, 1984. – 102 p.
- 6 Blekman, I. I., Dzhanelidze, G. Yu. Vibracionnoe peremeshhenie [Vibrational displacement]. – Moscow : Nauka, 1994. – 410 p.

7 **Lavrinenko, V. V., Kartashev, I. A., Vishnevsky, V. S.** P`ezoe`lektricheskie dvigateli [Piezoelectric motors]. – Moscow : Energiya, 1980. – 112 p.

8 **Panovko, Ya. G.** Osnovy` prikladnoj teorii kolebanij i udara [Fundamentals of the applied theory of vibrations and impact]. – L. : Mechanical Engineering, 1976. – 320 p.

9 **Anuryeva, V. I.** Spravochnik konstruktora-mashinostroitel [Handbook of the designer-machine builder]. – Moscow : Mechanical Engineering, 2001. – Vol. 2 – 897 p.

10 **Dyuryagin, S. P., Sorokin, A. N., Molokova, N. I.** Avtomatizirovannaya lazernaya texnologicheskaya ustanovka [Automated laser technological installation]. // Bulletin of PSU 2003, No. 4. – P. 36.

Поступило в редакцию 14.02.24.

Поступило с исправлениями 19.02.24.

Принято в печать 03.03.24.

**С. П. Дюрягин\*, А. Х. Мұстафин, Н. С. Сембаев,**

**В. П. Василевский, А. Б. Байгушкарова**

Торайғыров университеті, Қазақстан Республикасы, Павлодар қ.

14.02.24. ж. баспаға түсті.

19.02.24. ж. түзетулерімен түсті.

03.03.24. ж. басып шығаруға қабылданды.

## **ПЬЕЗОПЛАСТИНА МЕН ДІРІЛ РОТОРЫНЫҢ ЖАНАСУ АЙМАҒЫНДАҒЫ ҮЙКЕЛІС СИПАТТАМАЛАРЫ**

*Бұл мақалада діріл жетегінің динамикалық өнімділігін жақсарту мақсатында пьезопластина мен ротордың жанасу аймағындағы үйкеліс сипаттамаларын зерттеу мәселелері қарастырылады.*

*Діріл қозғалтқыштарын зерттеу олардың айрықша қасиеттерін көрсетті: Жоғары қозғалыс ажыратымдылығы, кең температура диапазоны, паразиттік магниттік немесе электрлік (атап айтқанда радиациялық) өрістердің толық әсер етпеуі. Бірақ діріл қозғалтқыштарының басты ерекшелігі-өтпелі қозғалыс режимдеріндегі жоғары динамикалық сапа (яғни, іске қосу және тоқтату кезінде, стартаждама және қадам режимдерінде), өйткені қуат өшірілген сәттен бастап тербелмелі элемент тежегішке айналады.*

*Қолданыс тағы электр қозғалтқыштары әрдайым жоғары талаптарды қанағаттандыра бермейді: олар үлкен уақыт константасына ие, құрылғының динамикалық схемасына төмен қаттылық элементтерін енгізеді, шектеулі жылдамдық диапазонына ие. Қолданыстағы электрқозғалтқыштарының ажыратымдылығы (қадамдық және редукторлық қозғалтқыштарды қосалғанда) өте төмен және сызықтық*

*жсетектердегі догалық минуттардың бірліктерімен немесе миллиметрдің оннан бір бөлігімен өлшенеді.*

*Мұндай сипаттамалар электромеханикалық түйіндерге қойылатын талаптарды қанағаттандыра алмайды. Сондықтан жоғары жиілікті микровибрацияларды бағытталған қозғалысқа түрлендіруге негізделген жсетектің жаңа түрін жасау дәлдік аппаратурасы мен дәл механика құрылғыларын жасаушылардың үлкен қызығушылығын тудырды.*

*Кілтті сөздер: үйкеліс, тозу, дірілқозғалтқышы, ротор, демпферлік элемент, айналу біркелкілігі, пьезопластина.*

**S. P. Dyuryagin\*, A. H. Mustafin, N. S. Sembayev,  
V. P. Vasilevsky, A. B. Baiguchkarova**

Toraigrov University, Republic of Kazakhstan, Pavlodar

Received 14.02.24.

Received in revised form 19.02.24.

Accepted for publication 03.03.24.

## **FRICION CHARACTERISTICS IN THE CONTACT ZONE OF THE PIEZO PLATE AND THE ROTOR OF THE VIBRATION DRIVE**

*This article discusses the issues of studying the friction characteristics in the contact zone of the piezo plate and the rotor in order to improve the dynamic characteristics of the vibration drive.*

*Studies of vibration motors have shown their exceptional qualities: high moving resolution, wide temperature range, complete absence of influence of parasitic magnetic or electric (in particular radiation) fields. But the main feature of vibration motors should be considered high dynamic quality in transient modes of movement (i.e., when starting and stopping, in start-stop and step modes), since the oscillating element becomes braking from the moment the power is turned off.*

*Existing electric motors do not always meet the increased requirements: they have a large time constant, introduce elements of reduced stiffness into the dynamic circuit of the device, and have a limited speed range. The resolution of existing electric motors (including stepper and gear motors) is quite low and is measured in units of angular minutes or tenths of a millimeter in linear drives. Such characteristics are not able to meet the increased requirements for electromechanical components. Therefore, the creation of a new type of drive based on the conversion of high-frequency micro-vibrations into directional motion aroused great interest among developers of precision equipment and precision mechanics devices.*

*Keywords: friction, wear, vibration motor, rotor, damping element, uniformity of rotation, piezo plate.*

Теруге 18.03.24 ж. жіберілді. Басуға 29.03.24 ж. қол қойылды.

Электрондық баспа

5,07 Мб RAM

Шартты баспа табағы 14,79. Таралымы 300 дана. Бағасы келісім бойынша.

Компьютерде беттеген: Е. Е. Калихан

Корректор: А. Р. Омарова

Тапсырыс № 4203

«Toraighyrov University» баспасынан басылып шығарылған

Торайғыров университеті

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

«Toraighyrov University» баспасы

Торайғыров университеті

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

67-36-69

e-mail: [kereku@tou.edu.kz](mailto:kereku@tou.edu.kz)

e-mail: [nitk.tou.edu.kz](mailto:nitk.tou.edu.kz)

[www.stk.tou.edu.kz](http://www.stk.tou.edu.kz)