

Авторег.

М 66

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
имени М. В. ЛОМОНОСОВА

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

Аспирант МИТЕВ Димитър Димитров

**ИМПУЛЬСИВНЫЕ ВАРИАТОРЫ
С КАЧАЮЩЕЙСЯ ШАЙБОЙ**

Специальность 05.02.02. Машиноведение и детали машин

**АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК**

ОДЕССА — 1975

СК

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ИМ. М.В. ЛОМОНОСОВА

на правах рукописи

аспирант МИТЕВ Димитър Димитров

ИМПУЛЬСИВНЫЕ ВАРИАТОРЫ С КАЧАЮЩЕЙСЯ ШАЙБОЙ

Специальность 05.02.02. Машиноведение и детали машин

ОНАХТ 05.09.12
Импульсивные вариато



v012503

к. б. 12503

Одесский технологический
институт пищевой пр мыш-
ленности им. М. В. Ломоносова
БИБЛИОТЕКА

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на оискание ученой степени кандидата
технических наук

Одесса-1975

Переучет 1987

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Работа выполнена в **ОЗ. им. Фр. ЭНГЕЛЬСА**
Народной Республики Болгарии и на кафедре "Детали машин"
Одесского технологического института пищевой промышленности
им. М. В. Ломоносова.

Научный руководитель -
доктор технических наук,
профессор **В. Ф. МАЛЬЦЕВ**

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор **В. И. НЕБЕСНОВ**

кандидат технических наук,
доцент **К. Ф. САСКИЙ**

Ведущее предприятие - **Ижевский машиностроительный завод.**

Автореферат разослан "**10**" мая 1975 г.

Защита диссертации состоится "**11**" апреля 1975 г.
на заседании Ученого совета механического и инженерно-экономического факультетов Одесского технологического института пищевой промышленности имени М. В. Ломоносова.

Отзывы на автореферат диссертации (в двух экземплярах, заверенные печатями) просим направлять по адресу: 270039,
г. Одесса, ул. Свердлова, 112, ОТИПП им. М. В. Ломоносова

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук

(**Л. А. ЗАПОРОЖЕЦ**)

Актуальность темы. Перед современным машиностроением стоит задача обеспечения всех отраслей народного хозяйства высокоэффективными машинами и оборудованием для комплексной механизации и автоматизации производственных процессов. Большое значение при создании новых машин и модернизации существующих имеют бесступенчатые приводы, которые позволяют выполнять технологические процессы на оптимальных режимах и упрощают управление как отдельными машинами, так и машинными комплексами. Импульсивные вариаторы наиболее эффективны в приводах машин, где пульсирующее движение исполнительных органов благоприятно сказывается на производительности либо на качестве изготавливаемых изделий (металлорежущие станки, дозаторы, буровые машины, вибрирующие транспортеры, медицинское оборудование и др.). Разработка новых надежных и долговечных импульсивных вариаторов и совершенствование апробированных в практике конструкций требуют дальнейшего их изучения, разработки методов проектирования.

Цель работы. Комплексное и экспериментальное исследование импульсных вариаторов с качающейся шайбой, созданных автором, и разработка специфических вопросов их расчета и проектирования.

Общая методика выполнения исследований. Проведен сравнительный анализ импульсивных вариаторов с качающейся шайбой и их преобразующих механизмов. Кинематическим исследованием типичных преобразующих механизмов выявлены закономерности движения ведомых элементов и влия-

ние геометрии рабочей поверхности качающейся шайбы и головок толкателей на эти закономерности. Графическим методом выполнен синтез профиля качающейся шайбы и формы головки толкателей, обеспечивающих снижение неравномерности вращения ведомого вала вариатора. Динамическое исследование системы вариатора выполнено с учетом податливости нагруженных звеньев.

На специальном стенде разомкнутым методом определены характеристики двух вариантов импульсных вариаторов (неравномерность движения ведомого вала, к.п.д., коэффициент падения скорости, суммарная жесткость, нагрев, вибрации, шум) и сопоставлены некоторые теоретические результаты с опытными данными.

Научная новизна. Впервые исследована кинематика и специфические вопросы динамики импульсивных вариаторов с качающейся шайбой, разработаны методы синтеза преобразующего механизма и определения параметров пружин плунжеров.

Практическая ценность. Созданы две конструктивных модификаций импульсивных вариаторов с качающейся шайбой, разработаны рекомендации по их совершенствованию, расчету и проектированию.

Реализация работы. До начала исследований экспериментальный вариатор с качающейся шайбой и винтовыми пазами на роторе был внедрен в текстильной промышленности ГУЦ имени Г. Киркова, НРБ. После теоретических и экспериментальных исследований усовершенствованная конструкция вариатора в сочетании с дифференциальным механизмом внедрена в приводе подачи фрезерного станка ФУ 251.

Апробация работы. Материалы работы докладывались: 1) на четвертой Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачи гибкой связью, Одесса, 1972; 2) на постоянно действующем семинаре по регулируемым приводам и механизмам свободного хода. Одесса, 1971-1974.

Публикация. Опубликовано 9 научных статей, из которых в сборниках по материалам Всесоюзных конференций - две, в Республиканских сборниках в СССР - одна, в научно-теоретическом журнале "Техническая Мысль" Болгарской академии наук - одна, в научно-техническом журнале "Машиностроение", НР Болгарии - 4, в сборнике ЦНИИТМАШ - Софии - одна.

По теме диссертации получены 7 авторских свидетельств.

Объем работы. Диссертационная работа включает: введение, пять глав, выводы и рекомендации. Она содержит 121 страницу машинописного текста и 83 рисунка. Общий объем вместе с рисунками составляет 189 страниц. Список использованной литературы - 99 наименований.

В первой главе дается обзор существующих конструкций импульсивных вариаторов с качающейся шайбой, часть которых предложена автором; показаны конструкции механизмов с качающейся шайбой и встречающейся в современной технике. Выполнен сравнительный анализ систем и конструкций импульсивных вариаторов с качающейся шайбой и приведены обоснования рациональности конструкции, созданной автором (рис. I), которая проста, компактна и может работать в диапазоне малых угловых скоростей без промежуточных передач.

Ведущее звено вариатора - вал 9, получающий вращательное движение от электродвигателя I, приводит в движение качающуюся шайбу, состоящую из деталей 5, 6, 7, 8, которая сообщает последовательные аксиальные перемещения подпружиненным плунжером 15, имеющим цапфы с насаженными на них роликами 13. Последние перекачиваются по винтовым пазам ротора, выполненного за одно целое с ведомым валом 16 и по прямолинейным пазам упоров 12, имеющих поперечное сечение в виде кольцевых секторов и неподвижно соединенных с внутренними обоймами роликовых механизмов свободного хода (МСХ). Наружные обоймы 9 этих механизмов соединены посредством шпонки к корпусу вариатора.

Так как в системе вариатора имеется четыре плунжера с роликами, расположенными на равных угловых расстояниях в роторе ведомого вала и, соответственно, четыре механизма свободного хода, то ведомый вал получает за один оборот качающейся шайбы четыре перекрывающиеся импульса движения.

Скорость ведомого вала регулируется за счет изменения угла наклона шайбы, что достигается поворотом маховичка 17. Через передаточный механизм, включающий коническую и цилиндрическую зубчатые передачи и винтовую пару (дет. 21-22), получает осевое перемещение изогнутый стержень 20, подвижно соединенный с внутренним кольцом наклонной шайбы.

При угловой скорости приводного двигателя $n_1 = 1440$ об/мин скорость ведомого вала изменяется в диапазоне $n_2 = 0 + 90$ об/мин.

Разработана конструкция самосного импульсивного вариатора с качающейся шайбой, аксиальные плунжеры которого вращаются вме-

сте с выходным валом, а также анализируется возможность применения этого вида вариатора с двухсторонней кулисно-шарнирной связью между шайбой и плунжерами.

Изложено состояние вопроса по исследованию импульсивных вариаторов, цель и задачи диссертации.

В связи с разработкой автоматических трансмиссий самоходных машин в начале настоящего столетия инженерно-технические и научные работники большое внимание уделили инерционным импульсивным бесступенчатым передачам. Сложная динамика инерционных передач и их внутречный автоматизм изменения передаточного отношения в зависимости от нагрузки послужили основной причиной исследования их динамики в довоенные годы (Дик А.Я., Заславский В.И., Куликов Н.К. и др.) и позже вплоть до настоящего времени (Балки М.Ф., Васин Г.Г., Умяшкин В.А., Леонов А.И. и др.).

Наиболее полно теоретическое и экспериментальное исследование регулируемых импульсивных вариаторов выполнено советскими учеными и главным образом профессором В.Ф. Мальцевым и его учениками. Ими исследованы вопросы динамики передачи, цикличность движения механизмов свободного хода, синтез преобразующих механизмов, чувствительность регулировки и выполнены всесторонние испытания промышленных образцов импульсивных вариаторов.

Вопросы синтеза импульсивных вариаторов и комплексные исследования различных систем этих вариаторов выполнены Черкудиновым С.А., Торговицким А.Ф., Кроппом А.Е., Ли В.И. и др.

Несмотря на исследования многих систем импульсивных вариаторов, вариаторы с качающейся шайбой до настоящей работы остались не изученными. Последнее послужило основанием для постановки следующих основных задач:

1) исследование вопросов кинематики и динамики разработанных автором конструкций импульсивных вариаторов с качающейся шайбой;

2) комплексное экспериментальное исследование вариаторов по линии определения главных характеристик и оценки достоверности полученных теоретических результатов;

3) решение специфических вопросов расчета и проектирования исследуемых вариаторов.

Во второй главе производится теоретическое исследование кинетики двух конструктивных модификаций преобразующего механизма качающейся шайбы:

- 1) с односторонней связью между шайбой и плунжерами;
- 2) с двухсторонней связью.

Изложено кинематическое исследование преобразующего механизма качающейся шайбы с криволинейным очертанием рабочей поверхности, из которой кинематические зависимости для механизмов с плоской, сферической и конической рабочими поверхностями шайбы следуют как частные решения.

На рис. 2 показана конструкция и схема качающейся шайбы с рабочей поверхностью, полученной вращением плоской кривой K около оси y .

Для плоской шайбы (рис. 2, б) $y = b_0 = \text{const}$ и ее рабочая поверхность в $OXYZ$ выражается уравнением

$$\frac{Y}{b_0/\cos\gamma} + \frac{Z}{b_0/\sin\gamma} = 1. \quad (1)$$

При постоянной скорости вращения вала шайбы ω закон движения отдельного плунжера запишется в виде:

$$Y_n = b_0/\cos\gamma + r \cdot \text{tg}\gamma \cdot \sin\omega t, \quad (2)$$

а скорость V_n плунжера

$$V_n = \frac{dY_n}{dt} = r \cdot \text{tg}\gamma \cdot \omega \cdot \cos\omega t. \quad (3)$$

Здесь t - время, $\omega t = \varphi$ - угол поворота шайбы. Индекс „П“ относится к плоской рабочей поверхности шайбы, а индекс „К“ рабочей поверхности в виде поверхности вращения с криволинейной образующей.

Зависимость между параметрами образующей кривой $K \rightarrow y = y(z)$, законом движения плунжера при плоской шайбе, и законом движения плунжера при рабочей поверхности шайбы с криволинейной образующей выражается уравнением

$$\frac{dy}{dz} = \frac{\frac{d(y)}{dt}}{\frac{d(z)}{dt}} = \frac{\frac{dY_k}{dt} - \frac{dY_n}{dt}}{\frac{dY_n}{dt} + \text{tg}\gamma \frac{dY_k}{dt}} \cdot \text{tg}\gamma. \quad (4)$$

Функция образующей кривой K - искомой рабочей поверхности шайбы при произвольно заданном законе изменения скорости плунжера $\frac{dY_k}{dt}(\omega t)$ может быть найдена интегрированием уравнения (4) с учетом уравнения (3).

Для получения закона изменения скорости плунжера, снижающего неравномерность движения плунжера на рабочем участке (кривая 2 на рис. 3, б), искомая образующая кривая $K \rightarrow y = y(z)$ должна быть несимметричная парабола (рис. 3, а).

Если рабочая поверхность шайбы в форме вогнутой сферы, тогда закон движения плунжера определится уравнением

$$Y_{на} = a_0 \cos \gamma \mp \sqrt{R_T^2 - r^2 - a_0^2 \sin^2 \gamma - 2a_0 \sin \omega t}, \quad (6)$$

а скорость плунжера найдется

$$V_{на} = \frac{dY_{на}}{dt} = \frac{a_0 \sin \gamma \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{\sqrt{R_T^2 - r^2 - a_0^2 \sin^2 \gamma - 2a_0 \sin \omega t}} \quad (7)$$

где :

a_0 - расстояние центра сферы от начала координат. Центр сферы лежит на оси y ; R_T - радиус сферической поверхности шайбы; r - расстояние оси плунжера до оси Y .

Как показал анализ формулы (7), проведенный на ЭЦВМ, использование такой шайбы не снижает неравномерность движения ведомого вала и, следовательно, ее надо применять не с целью снижения коэффициента неравномерности выходной скорости вариатора, а с целью повышения нагрузочной способности соединения плунжера с шайбой.

Показано, что закон движения плунжера можно изменять за счет формы головки плунжера, контактирующей с плоской рабочей поверхностью шайбы.

Рассмотрен частный случай, когда рабочая поверхность головки плунжера имеет форму выпуклого эллиптического овала. При угле γ наклона шайбы и скорости вращения ω вала шайбы, когда контактирующий контур на головке плунжера выражается эллипсом с полуосями a и b - скорость движения плунжера опишется

$$V_{на} = \frac{dY_{на}}{dt} = \operatorname{tg} \gamma \left[\frac{d}{dt} \left(\frac{b^2 \cos \omega t}{a \sqrt{1 + a^2 \operatorname{tg}^2 \omega t}} \right) + \frac{d}{dt} \left(\frac{a \operatorname{tg} \omega t \sin \omega t}{\sqrt{b^2 a^2 + \operatorname{tg}^2 \omega t}} \right) + \frac{d}{dt} (r \sin \omega t) \right]. \quad (8)$$

Как показали исследования механизма качающейся шайбы с кулисной связью между шайбой и плунжерами, закон движения плунжера для такого механизма такой же, как и у плоской шайбы, но преимущество кулисно-шарнирной связи заключается в большей ее нагрузочной способности.

При исследовании кинематики механизма качающейся шайбы с бесшатунной связью, когда оси плунжеров параллельны выходному валу и вращаются вместе с ним, аксиальная компонента скорости плунжера определится

$$V_{на} = \frac{dY_{на}}{dt} = A \cdot \omega \cdot \frac{\cos(\omega t \pm BY)}{1 \mp A \cdot B \cos(\omega t \pm BY)}, \quad (9)$$

где: A - амплитуда колебаний плунжера; $B = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{r} = \operatorname{const}$. для данного выпрямляющего механизма; α - угол наклона винтовых пазов.

По формуле (9) на ЭЦВМ были вычислены значения скорости $V_{на}$ при заданных ωt , A , B . На основании полученных результатов построены графики импульса скорости и вычислен коэффициент неравномерности вращения выходного вала δ соответственно при 3, 4, 5 плунжерах. Обнаружено, что значение коэффициента δ значительно снижается, когда вал двигателя вращается в направлении выходного вала вариатора, т.е. при отрицательном значении B .

В третьей главе произведено исследование динамики импульсивного вариатора с качающейся шайбой с учетом податливости его звеньев. При исследовании динамики импульсивного вариатора с качающейся шайбой использованы известные принципы идеализации систем с сосредоточенными параметрами. Исследования динамики вариатора производились для участка заклиненного состояния МСХ и для участка выбега ведомого вала вариатора. При составлении дифференциальных уравнений агрегата использовалось уравнение Лагранжа. Для учета податливости звеньев вариатора использована передаточная функция выпрямляющего механизма, которая представляется

$$d\varphi_p = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{r} (1 - \frac{1}{j} M_B) dY_{\text{пл}}, \quad (10)$$

где: $M_B = M_c + J \frac{d^2 \varphi_p}{dt^2}$; M_c - статический нагрузочный момент на выходе вариатора; J - приведенный момент инерции ведомой системы; $d\varphi_p$ - поворот ротора выходного вала с учетом податливости; $dY_{\text{пл}}$ - перемещение плунжера за время dt без нагрузки; α - угол наклона винтовых пазов выпрямляющего механизма; r - расстояние от оси плунжера до оси ротора; $\frac{1}{j}$ - коэффициент относительной податливости всех звеньев преобразующих механизмов вариатора.

При $M_c = \text{const}$, и $\omega = \text{const}$ закон изменения скорости выходного вала вариатора в период заклиненного состояния МСХ будет описываться дифференциальным уравнением

$$\frac{d\omega_p}{dt} + \left[\frac{r}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{1}{j} \cdot \frac{1}{V(t)} \right] \omega_p = \frac{1}{j} (1 - \frac{M_c}{j}), \quad (11)$$

а на участке выбега уравнением

$$d(\frac{J\omega_p^2}{2}) = -M_c d\varphi_p, \quad (12)$$

где

ω_p - угловая скорость ротора.

В период установившегося движения вариатора при $M_c = M_{c0} + k\omega$ закон изменения скорости выходного вала ω_p в период заклиненного состояния МСХ представится уравнением:

$$\frac{d\omega_p}{dt} + \left[\frac{r}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{kV(t)}{j} \right] \omega_p = \frac{1}{j} (1 - \frac{M_{c0}}{j}), \quad (13)$$

а в период выбега

$$d(\frac{J\omega_p^2}{2}) = - (M_{c0} + k\omega_p) d\varphi_p. \quad (14)$$

Для получения коэффициента неравномерности δ выходного вала, как функции параметров J , M_{c0} , $\frac{1}{j}$ решения дифференциальных уравнений разыскивались в виде степенных рядов. Однако и в этом случае решения для δ оказались сложными и их анализ целесообразно проводить с применением ЭЦВМ.

Разработан метод динамического уравнивания преобразующего механизма вариатора посредством пружин. При двухсторонней механической связи между шайбой и плунжерами возможно

полное динамическое уравновешивание механизма качающейся шайбы, для которого выведены следующие условия:

$$m\omega^2 - c = 0, \quad (15)$$

$$\frac{J_p \omega^2}{4} \sin 2\gamma = \sum_{i=0}^{q_{\text{pat}}-1} P_{\text{pat},i} \cdot r \cdot \sin\left(i \frac{2\pi}{q}\right), \quad (16)$$

$$\sum_{i=0}^{q_{\text{pat}}-1} P_{\text{pat},i} \cdot r \cdot \cos\left(i \frac{2\pi}{q}\right) = 0, \quad (17)$$

$$P_0 = 0, \quad (18)$$

где: m - масса плунжера; J_p - полярный момент шайбы; $P_{\text{pat},i}$ - осевое рабочее усилие i -го плунжера; P_0 - сила начального сжатия пружин при $\gamma = 0$; c - коэффициент жесткости пружин; q - количество плунжеров; q_{pat} - количество плунжеров, которые переносят рабочее усилие.

При односторонней механической связи между шайбой и плунжерами важнейшим условием нормального функционирования этих типов вариаторов, кроме динамической балансировки, является непрерывность контакта плунжера с шайбой.

В конечную фазу прямого хода динамические усилия действуют в сторону движения плунжера, стремясь оторвать его от шайбы.

На рис. 4, а показана схема механизма с качающейся шайбой, а на рис. 4, б и в графики изменения осевого перемещения y и осевой скорости v плунжера в зависимости от угла φ . Уравнение движения плунжера для фазы рабочего хода можно записать:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} - k \frac{dy}{dt} - cy - P_0 = 0, \quad (19)$$

а условие контакта плунжера и шайбы запишется

$$C_1 e^{\frac{z_1}{\omega} \varphi} + C_2 e^{\frac{z_2}{\omega} \varphi} - \frac{P_0}{c} \leq R \operatorname{tg} \gamma (1 - \cos \varphi), \quad (20)$$

где: C_1 и C_2 - постоянные интегрирования уравнений (19); z_1 и z_2 - корни характеристического уравнения уравнения (19); k - коэффициент пропорциональности жидкого трения.

Уравнение движения плунжера при обратном его ходе без контакта с обоймой запишется

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + k \frac{dy}{dt} + cy = P_0 + c\lambda, \quad (21)$$

где λ - общая деформация пружины.

Условие контакта плунжера и шайбы для обратного хода выразится

$$R \operatorname{tg} \gamma (1 - \cos \varphi) \leq A_1 e^{\frac{B}{\omega} (\varphi - \pi)} + A_2 e^{\frac{B_2}{\omega} (\varphi - \pi)} + \frac{P_0 + c\lambda}{c}, \quad (22)$$

а параметр пружины можно определить:

$$\frac{P_0 + c\lambda}{c} = \beta \operatorname{tg} \gamma_{\text{max}} (1 - \cos \varphi_0) - A_1 e^{\frac{B}{\omega} (\varphi_0 - \pi)} - A_2 e^{\frac{B_2}{\omega} (\varphi_0 - \pi)},$$

где β - коэффициент запаса.

Четвертая глава включает программу и методику испытаний, результаты и обсуждение экспериментов. Опыты выполнялись с целью подтверждения некоторых теоретических выводов, а также определения ряда характеристик вариаторов (неравномерность движения, к.п.д., нагрев, вибрация, шум и др.).

Экспериментальные исследования проводились в два этапа:

1) исследование первых опытных образцов с винтовыми пазами на роторе выходного вала, которые до этого прошли длительные производственные испытания с целью выявления их работоспособности;

2) исследование импульсивного вариатора с качающейся шайбой и плунжерами, вращавшимися вместе с ротором, который был выполнен на основе результатов исследования первого образца.

Исследования проводились на специальном испытательном стенде производства СССР. Приводной педаль-двигатель постоянного тока обеспечивает скорости от 50 + 3000 об/мин, которая изменялась с помощью тахогенератора. Вращающий момент педаль-двигателя определялся специальным динамометром с индикатором часового типа. Исследуемый вариатор вместе с его асинхронным двигателем представляет собой самостоятельный агрегат. У асинхронного двигателя снималась кривка его вентилятора и свободный конец вала соединялся с валом стендового педаль-двигателя упругой муфтой. Таким образом, ротор асинхронного двигателя выполнял роль промежуточного вала. Выходной вал вариатора был выполнен удлиненным и на него жестко насажены диск фрикционного тормоза и диск-ротор специального униполярного тахогенератора. Фрикционный тормоз снабжен пружинным динамометром для измерения величин тормозного момента на выходном валу вариатора.

Специальный униполярный тахогенератор конструкции автором характеризуется малым активным и индуктивным сопротивлением и поэтому обеспечивает возможность осциллографировать закон изменения скорости выходного вала $\omega_p = \omega_p(t)$ с высокой точностью в виде непрерывной функции времени, а также форму отдельных импульсов этой скорости. По периферии диска вырезаны 10 пазов, которые поддают импульсы в специальный электросчетчик. Последний снабжен реле времени, что обеспечивает измерение скорости вращения выходного вала вариатора с точностью до 0,1 об/мин. Осциллограммы записывались шлейфным осциллографом RFT-8L-S производства ГДР. У вариаторов первых опытных образцов исследовалась неравномерность вращения выходного вала в зависимости от следующих параметров: жесткости пружин, скорости двигателя и передаточного отношения вариатора.

Как показали исследования при недостаточно жестких пружинах имеет место отрыв плунжера от шайбы. При наличии отрыва с увеличением скорости двигателя $\omega_{дв}$ при $i_B = const$, а также и с увеличением ω_p при $\omega_{дв} = const$, повышается неравномерность.

При достаточно жестких пружинах с увеличением $\omega_{дв}$, а также при уменьшении передаточного числа i_B коэффициент неравномерности δ снижается.

Применение рабочей поверхности шайбы с образующей кривой в виде несимметричной параболы, которая получена методом, разработанным автором, снижает коэффициент неравномерности в 1,5 до 2 раз.

Исследования рабочего импульса скорости плунжера проводились при трех способах снижения неравномерности за счет изменения

к. В. 12503

Одесский институт машиностроения
им. И. Я. Лавровского

формы рабочих поверхностей шайбы, головок плунжера и пазов ротора выпрямляющего механизма. Для записи закона изменения скорости плунжера применялся специальный бесконтактный датчик для линейно-поступательной скорости магнито-индукционного типа.

Анализ полученных осциллограмм подтвердил теоретические результаты кинематического исследования.

Импульс^{ив}ный вариатор с качающейся шайбой и плунжером, вращающимися вместе с ротором, использовался для экспериментального исследования следующих параметров: к.п.д. вариатора, коэффициента снижения выходной скорости, неравномерности вращения выходного вала, передаточного отношения вариатора, суммарного коэффициента податливости вариатора, нагрева вариатора в работе амплитуд вибрации системы, шума вариатора, коэффициента динамической нагрузки.

К.п.д. вариатора в зависимости от скорости двигателя и передаточного отношения изменялся в пределах $\eta = 0,76 + 0,9$.

Коэффициент снижения выходной скорости составляет

$f = 2 + 8,5\%$ в зависимости от передаточного числа i_g и от нагрузочного момента на выходе. Максимальное значение

f при $i_{g, max}$.

Коэффициент неравномерности δ снижается при увеличении выходной скорости и повышается с ростом нагрузочного момента.

При количестве плунжеров $q = 4$, $n_1 = 1450$ об/мин, $n_2 = 130$ об/мин и $M_c = 25$ н.м, коэффициент неравномерности $\delta = 0,15$, что ниже чем у широкодиапазонных импульсивных вариаторов при таких же параметрах $i_g, q, n_{гв}, M_c$.

Суммарный коэффициент податливости вариатора имеет нелинейную зависимость от нагрузочного момента M_c и передаточного числа

i_g и увеличивается с увеличением M_c и i_g .

При испытании вариатора с частотой вращения выходного вала 100 об/мин, нагрузочном моменте равным 100 н.м, применяя смазку - масло "индустриальное 20", его максимальная температура на 42°С превышала температуру окружающей среды 25°С.

Максимальная амплитуда вибрации вариатора, измеренная сейсмическим датчиком, усилителем и записывающим устройством аппаратуры фирмы "Хотингер" (ФРГ), составляет $A = 0,0048$ мм при допустимой величине по стандарту $0,05 + 0,03$ мм в частотном диапазоне 15-30 гц.

Уровень шума определялся специальным портативным шумомером типа 2208 фирмы "Брюль и Кзер" (Дания), снабженным микрофоном направленного действия и частотным анализатором. Получен максимальный уровень шумового давления 75 дБ при частоте 125, 250, 500 и 1000 гц, что значительно ниже допустимой нормы для промышленных объектов.

Измерение коэффициента динамичности вариатора производилось с помощью проволочных датчиков, наклеенных на ведомый вал вариатора.

Нагружение вариатора осуществлялось фрикционным тормозом ленточного типа. Коэффициент динамичности K_d возрастает с увеличением выходной скорости и снижается с увеличением нагрузочного момента.

В пятой главе на основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований излагаются специфически вопросы расчета и проектирования импульсных вариаторов с качающейся шайбой. Разработаны графические и аналитические методы проектирования образующей кривой рабочей поверхности качающейся шайбы по заданному закону движения плунжера, а также метод проектирования требуемой формы плоской головки плунжера, осуществляющей заданный закон движения. Предложен метод проектирования требуемой формы пазов ротора выпрямляющего механизма, осуществляющей работу вариатора по заданной степени неравномерности вращения его выходного вала.

В результате теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчета параметров пружин, гарантирующих постоянный контакт плунжеров с шайбой.

Основные результаты работы, выводы и рекомендации

1. Разработанные автором конструкции импульсных вариаторов с механизмом качающейся шайбы и аксиальными плунжерами обладают большой редукцией скорости ведомого вала и могут использоваться без дополнительных понижающих передач.

2. Произведено теоретическое исследование кинематики различных конструкций преобразующего механизма с качающейся шайбой.

В зависимости от вида механической связи между шайбой и плунжерами, конструкции механизма качающейся шайбы разделены на две группы:

а) с односторонней механической связью контакт может быть точечным или с помощью промежуточного элемента - гидравлической опорой;

б) двухсторонней механической связью, кулисно-шарнирная или шатуновая.

Рассмотрена кинематика механизма качающейся шайбы с криволинейной рабочей поверхностью, из которой плоская рабочая поверхность, применяемая до сих пор, а также сферические и конические рабочие поверхности следуют как частные случаи.

3. В результате теоретических и экспериментальных исследований кинематики преобразующих механизмов исследуемого вариатора установлена возможность получения различных законов изменения скорости выходного вала, за счет изменения:

а) формы рабочей поверхности шайбы при сферической головке плунжера;

б) формы рабочей контактной поверхности головки плунжера;

в) рабочей контактной поверхности пазов ротора или пазов внутренних обоев МСХ.

4. На основе теоретических исследований (глава 2) и экспериментальных (глава 4) рекомендуется с целью уменьшения неравномерности движения ведомого вала и улучшения силовых возможностей исследуемых вариаторов применять для преобразующего механизма качающуюся шайбу с кулисно-шарнирной связью и плунжерами, вращающиеся вместе с ротором.

5. Произведено динамическое исследование данного вариатора с учетом упругой податливости его звеньев при постоянном моменте сил сопротивления и изменяющейся по линейной зависимости.

6. Исследования динамики импульсного вариатора с качающейся шайбой и использованием ЭВМ, позволяют определить с доста-

точной для практики точностью закон изменения скорости выходного вала вариатора, а также вычислить коэффициент неравномерности вращения этого вала.

7. Динамический анализ механизма качающейся шайбы и экспериментальные исследования показали возможность полной динамической балансировки этого механизма путем уравнивания инерционных сил усилиями пружин.

8. Экспериментальные исследования проводились на двух модификациях опытных образцов вариаторов

При исследовании образцов первой модификации изучалось влияние на неравномерность выходного вала в зависимости от жесткости пружин, скорости приводного двигателя, передаточного числа вариатора, формы рабочей поверхности качающейся шайбы.

Анализ результатов опытов позволил сделать следующие выводы:

При уменьшении жесткости пружин ниже расчетного значения - неравномерность увеличивается, что объясняется отрывом плунжера от рабочей поверхности шайбы.

Коэффициент неравномерности сливается как с увеличением скорости приводного двигателя при $i_b = \text{const}$, так и при возрастании скорости вращения ведомого вала вариатора, что объясняется увеличением периода выбега ведомой системы.

Применение криволинейной рабочей поверхности шайбы, профиль которой выполнял по разработанной методике, приводит к значительному снижению неравномерности движения ведомого вала вариатора.

9. Экспериментальные исследования импульсивного вариатора второй модификации - с качающейся шайбой показали, что к.п.д. исследуемого образца при изменении скорости ведущего вала от 200 до 1450 об/мин и передаточном числе $i_b = 20$ изменяется в пределах от 0,76 до 0,9, что несколько превышает к.п.д. импульсивных вариаторов других типов, работающих при том же передаточном числе.

10. В результате теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчета и проектирования основных элементов преобразующего и выпрямляющего механизмов вариатора, а также параметров пружин, гарантирующих постоянный контакт плунжеров с шайбой.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. МАТЬЦЕВ В.Ф., МИТЕВ Д.Д. Импульсивный вариатор с большой редукцией скорости. Республиканский сборник "Детали машин", вып. 20, изд-во "Техника", Киев, 1974.
2. МИТЕВ Д.Д. Экспериментальное исследование импульсивного вариатора с качающейся шайбой. Тезисы докладов Четвертой всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.
3. МИТЕВ Д.Д. Аналитичен метод за проектиране и изследване на работен профил на клатеца се шайба. Сп. "Техническа мисъл", изд-во на БАН 3 / 1974, НРБ.
4. МИТЕВ Д.Д. Изследване на равномерността на въртене на импулсен вариатор с клатеца се шайба. Сп. "Машиностроене" кн. 7/1974. НРБ.
5. МИТЕВ Д.Д. Графичен метод на проектиране работен профил на клатеца се шайба, осъществяващ определен закон на движение на аксиални плъзгачи. Сп. "Машиностроене" кн. 8/1974. НРБ.
6. МИТЕВ Д.Д. Динамическо изследване на клатеца се шайба със система аксиални плъзгачи. Сп. "Машиностроене" кн. II/1974. НРБ.
7. МИТЕВ Д.Д. Подавателен превод на универсална фрезова машина с импулсен вариатор с диференциал. Сп. "Машиностроене" кн. 2/1973. НРБ.
8. МИТЕВ Д.Д. Високофrequentные импульсивные вариаторы с пальцевым заклинивающим элементом. Тезисы докладов Первой всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсивным механизмам приводов и устройствам. Челябинск, 1972.

9. МИТЕВ Д.Д. Безстепенен механичен превод, осъществяващ машини подавания в широк диапазон на електрода инструмент при машините за електромеханична обемна обработка. Годишен сборник на ЦНИТМАШ, София, 1973. НРБ.

АВТОРСКИЕ СВИДЕТЕЛЬСТВА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. МИТЕВ Д.Д., ПОПОВ Т.Н. Импулсен вариатор. Авт. св. № I4508, клас 47h, 2I, МПК F 06h, 1969. НРБ.
2. МИТЕВ Д.Д., ЧУКАЛОВ Т.Д., ГОРОЛОМОВ Д.И., ПОПОВ Т.Н., Преобразуващ механизъм на постъпателно във въртеливо движение. Авт. св. № I97 I7, МПК F I6 29/00, 1974. НРБ.
3. МИТЕВ Д.Д., МИТЕВ Г.Д. Управляем безстепенен вариатор. Авт. св. № I247I, клас 47, 2I. МПК F 06, 1967. НРБ.
4. МИТЕВ Д.Д., ПОПОВ Т.Н. Реверсивен импулсен вариатор. Авт. св. № I6I27, клас 47h, I9. МПК F I6h, 29/I8, 1972. НРБ.
5. МИТЕВ Д.Д., ПОПОВ Т.Н. Двустъпален импулсен вариатор. Авт. св. № I5336, клас 47h, I4. МПК F I6, I7/00, 1970. НРБ.
6. МИТЕВ Д.Д., ТОРКЕДЖИЕВ В.В., СТОЯНОВ И.А., ПОПОВ Т.Н. Управляемо устройство на съосен механичен вариатор с заклиниващи елементи. Авт. св. № I7073, клас 49в, 4/05. МПК В 23 q 5/28, 1973. НРБ.
7. МИТЕВ Д.Д., ПОПОВ Т.Н. Импулсен вариатор с пальцеви заклиниващи елементи. Авт. св. № I6398, клас 47h, 2I. МПК F I6 35/02, 1972. НРБ.

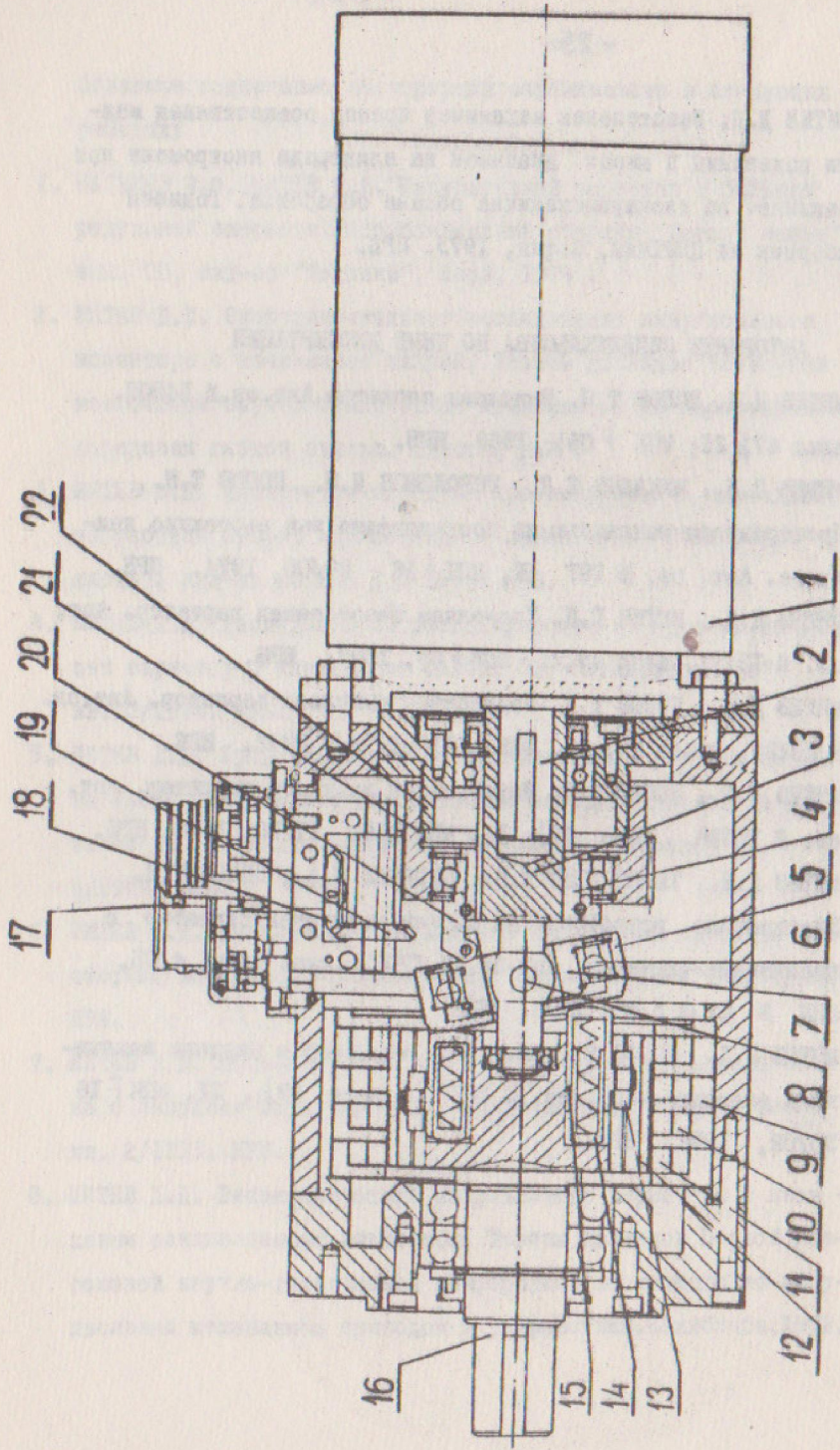


Рис.1

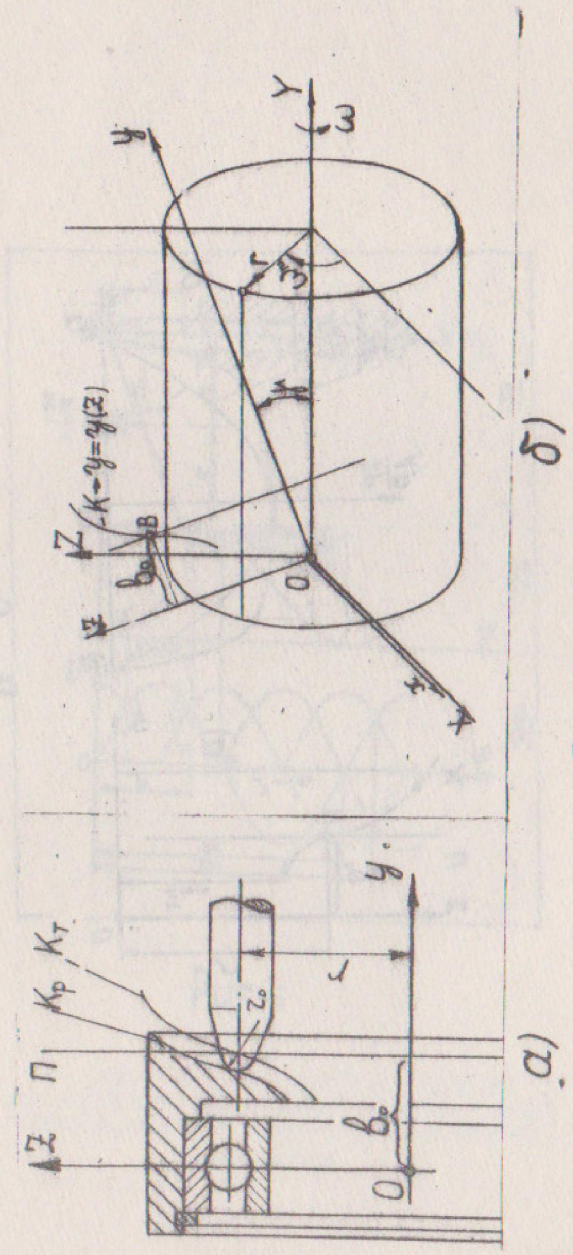


Рис.2

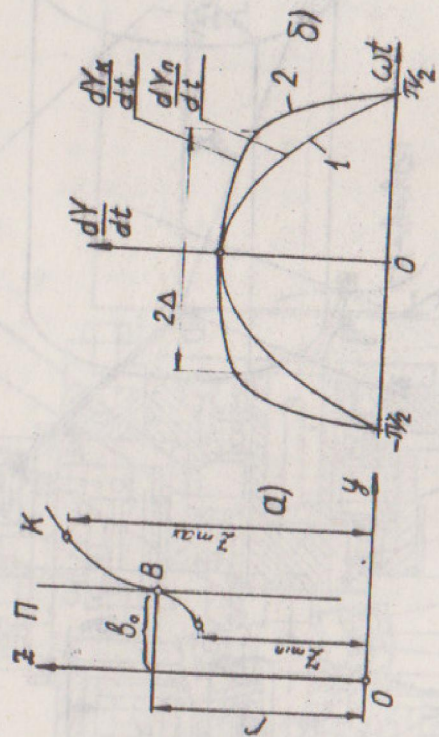


Рис.3

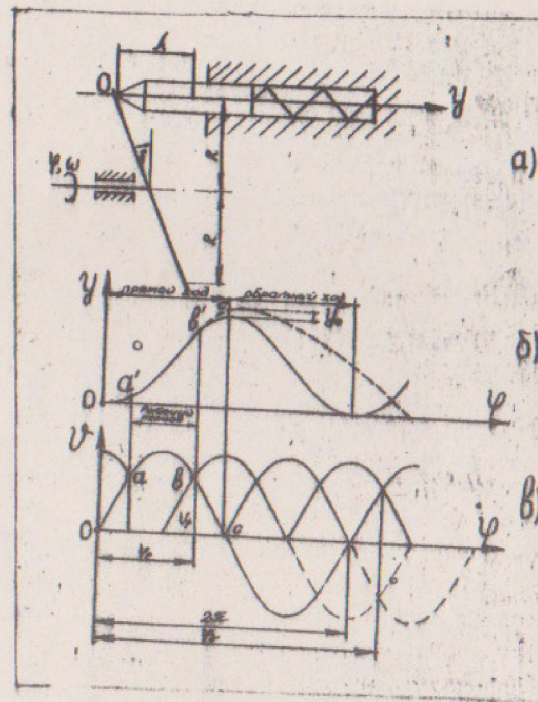


Рис.4