

Авторефер.

А 18

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

Аспирант АВАНЕСЬЯНЦ А. Г.

ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО
КЛИНОРЕМЕННОГО ВАРИАТОРА
С ЦЕНТРОБЕЖНЫМ РЕГУЛЯТОРОМ
ДЛЯ СТАБИЛИЗАЦИИ СКОРОСТИ
ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

Специальность 05.02.02. Машиноведение и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ОДЕССА — 1974

Автореф. V 012432
 А 18 | Аванесьянц А.Г.
 Исслед. автомат. клин. вар.
 1974 г. 5/4

9

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
 У С С Р

Одесский технологический институт пищевой промышленности
 им. М.В.Ломоносова

На правах рукописи

Аспирант АВАНЕСЬЯНЦ А.Г.

ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО КЛИНОРЕМЕННОГО ВАРИАТОРА
 С ЦЕНТРОБЕЖНЫМ РЕГУЛЯТОРОМ ДЛЯ СТАБИЛИЗАЦИИ СКОРОСТИ
 ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

Специальность: 05.02.02. Машиноведение и детали
 машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой
 степени кандидата технических
 наук.

е.в.

Одесский техноло. ин-т
 институт пищевой про-мш-
 ленности им. М.В. Ломоносова
 БИБЛИОТЕКА

ОДЕССА - 1974

ОНАХТ 27.01.11
 Исследование автомат



v012432

v012432

Работа выполнена на кафедре "ДЕТАЛИ МАШИН" Одесского технологического института пищевой промышленности им. М.В.Домошова.

Научные руководители:

доктор технических наук, профессор МАЛЬЦЕВ В.Ф.,
кандидат технических наук, доцент КОВАЛЕВ П.А.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор БЕССОНОВ А. П.
кандидат технических наук, ст. научный сотрудник СЛИВА Г.М.

Ведущая организация: Ереванский автомобильный завод ЕРАЗ.

Автореферат разослан " " _____ 1974 г.

Защита диссертации состоится " 17 " января _____ 1975 г. на заседании совета Одесского технологического института пищевой промышленности им. М.В.Домошова.

Просим Вас принять участие в заседании совета, посвященном защите диссертации, и выдать отзыв в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, по адресу: г.Одесса, ГСП-510, ул.Свердлова, 112, Технологический институт пищевой промышленности им. М.В.Домошова.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь совета
К.Р.И.

(Л. ЗАПОРОВИЦ)

Всестороннее развитие машиностроения предполагает дальнейшее совершенствование и выпуск современных конструкций автоматических бесступенчатых приводов машин различных отраслей народного хозяйства, от которых во многом зависит решение таких важных задач, поставленных партией, как повышение производительности труда, оптимизация и совершенствование технологических процессов, улучшение качества выпускаемой продукции.

Значительный вклад в развитие теории и проектирования механических бесступенчатых передач внесли советские и зарубежные ученые: В.Ф.Мальцев, Б.А.Пронин, Г.М.Гутяр, Е.А.Ревков, И.И.Воробьев, Симонс, Байер, Карасава и др..

Решение в диссертации задач исследований стало возможным благодаря фундаментальным работам в области машиноведения крупных советских ученых: И.И.Артоболевского, С.Н.Коженикова, Р.А.Зиновьева, А.П.Бессонова, В.А.Петрова и др..

До сих пор проводились теоретические и экспериментальные исследования вариаторных приводов, в которых вариатор служил для изменения скоростных и силовых режимов исполнительных органов рабочих машин.

В настоящее время наряду с этими приводами находят применение бесступенчато-регулируемые передачи, поддерживающие угловую скорость вращения ведомого вала практически на неизменном уровне при значительных изменениях скорости ведущего звена, что необходимо для оптимального использования мощности приводимой машины (например, автоматические передачи, служащие для стабилизации скорости рабочих органов в приводах отбора мощности от основного двигателя компрессоров холодильных установок авторефрижераторов, фургонных-дач и машин неотложной медицинской помощи, компрессоров ус-

тановок кондиционирования воздуха салонов автобусов и легковых машин, гидронасосов тяжелых автомобилей; в приводах генераторов и вентиляторов автомобилей, специальных механизмов снегоуборочных и уборочных дорожных, сельскохозяйственных машин, генераторов электрического тока судов и тепловозов).

Наиболее целесообразно и экономично большинство из указанных приводов, особенно приводов самоходных машин, могут быть осуществлены с помощью механических бесступенчато-регулируемых передач, которые по сравнению с электрическими и гидравлическими более компактны, обладают более высоким коэффициентом полезного действия, меньшим удельным весом и стоимостью, а также не требуют для обслуживания высококвалифицированного персонала.

Сопоставляя множество существующих в настоящее время механических вариаторов и оценивая их как в качественном отношении, так и наилучшего выполнения предъявляемых к бесступенчатому приводу требований, следует отдать предпочтение автоматическим клиноременным вариаторам в силу следующих основных достоинств: они конструктивно просты и удобны в эксплуатации, менее чувствительны к динамическим перегрузкам, могут работать на сравнительно высоких скоростях, обладают достаточно высоким коэффициентом полезного действия и долговечностью при использовании ремней, изготовленных из новых синтетических материалов, имеют малый удельный вес и бесшумны в работе. Кроме того, клиноременные вариаторы относительно легко приспособляются к автоматической регулировке.

Из всего многообразия регулирующих устройств (электрических, гидравлических и механических типов) для регулирования вариатора, обеспечивающего стабильность скорости ведомого вала при изменяющейся скорости ведущего, наиболее предпочтительны

механические регуляторы центробежного типа, которые при относительно простом устройстве обладают достаточной надежностью и долговечностью. Здесь следует заметить, что обслуживание и текущий ремонт такого регулятора может быть выполнен работниками, эксплуатирующими машину, в системе которой установлен автоматический вариатор.

Отсутствие в настоящее время теории и опытных данных по автоматическим клиноременным вариаторам с механическими регулирующими устройствами центробежного типа, используемым для стабилизации скорости рабочего органа, определило главную цель настоящей работы — теоретические и экспериментальные исследования автоматического клиноременного вариатора с центробежным регулятором и разработка рекомендаций по его расчету, проектированию и совершенствованию.

Для этого потребовалось решения следующих задач:

1. Определение рациональных схем и конструкций автоматических клиноременных вариаторов с центробежным регулятором для стабилизации угловой скорости вращения исполнительного органа.
2. Определение аналитических выражений усилий, действующих со стороны ремня на элемент регулируемого шкива, и координат точек их приложения.
3. Определение упругих характеристик пружин и элементов регулятора рассматриваемых в работе вариаторов с одним и двумя регулирующими шкивами.
4. Исследование динамики автоматического клиноременного вариатора с одним и двумя раздвижными шкивами.
5. Экспериментальные исследования опытного образца автоматического клиноременного вариатора.
6. Решение специфических вопросов расчета и проектирования ис-

следуемых вариаторов.

Решения поставленных задач дают возможность создавать автоматические приводы, способствующие оптимальному использованию мощности рабочего органа при значительных изменениях угловой скорости вала приводного двигателя.

Работа состоит из введения, пяти глав и заключения.

В первой главе проводится сравнительный анализ систем и конструкций автоматических клиноременных вариаторов с центробежными регуляторами, используемых в прогрессивных силовых трансмиссиях самоходных машин (мотороллерах, мотонартах, автомобилях и т.п.), которые, хотя по своему служебному назначению и принципу регулирования отличаются от рассматриваемых в работе автоматических передач, имеют много общего с ними в устройстве и условиях эксплуатации.

Системы и конструкции автоматических клиноременных вариаторов, служащих для стабилизации скорости исполнительного органа, предложены автором и защищены авторскими свидетельствами. Схема одного из них приведена на рис. I.

Ведущий шкив (рис. I, авторское свидетельство № 352057, Бюллетень изобретений № 28, 1972 г.) автоматического клиноременного вариатора состоит из неподвижно посаженного на валу I диска 2 и подвижного В осевом направлении диска 3, на ступице которого закреплены прямые зубчатые рейки 4, входящие в зацепление с шестернями 5, свободно вращающимися вокруг осей 6 скобы 8, закрепленной на валу I. Грузовые рейки 7, перемещающиеся радиально по направляющим скобы 8, входят в зацепление с шестернями 5. Пружина сжатия 9 одним торцом упирается в подвижный диск 3, а другим - в неподвижную скобу 8.

При изменении угловой скорости вала двигателя подвижный диск

3 под действием сил инерции грузов либо упругих сил пружины 8 перемещается относительно неподвижного диска 2, изменяя передаточное отношение вариатора на соответствующую угловую скорость вала двигателя.

В результате анализа предложенных схем и рис. I были разработаны две конструкции автоматических клиноременных вариаторов, которые могут быть использованы в системах приводов, служащих для стабилизации скорости исполнительных органов машин.

На основании имеющихся статистических данных эксплуатации различных двигателей автомобилей определены технические требования, предъявляемые к наиболее типичной бесступенчато-регулируемой передаче привода компрессора авторефрижератора, и наиболее характерные законы изменения угловой скорости вращения вала двигателя при работе последнего в переходных режимах.

Вторая глава диссертации посвящена общим вопросам исследований обычных клиноременных и автоматических клиноременных вариаторов.

Были найдены уточненные зависимости по определению расцепных усилий Q_1 и Q на диски ведомого и ведущего шкивов клиноременного вариатора на основании имеющихся теоретических исследований профессоров В.Ф.Мальцева, Е.А.Пронина и к.т.н. Р.С.Галадзева. Сравнение результатов численных расчетов по выведенным в работе формулам, определяющим равнодействующие расцепных усилий Q_1 и Q , действующих со стороны ремня, с опытными данными, освещенными в известных работах профессора В.Ф.Мальцева и инженера Г.М.Остапенко, показало, что предлагаемые формулы правильно описывают характеры изменения расцепных усилий на всем рабочем диапазоне значений коэффициента тяги Ψ , что очень важно при определении параметров прижимных устройств

вариатора. Теоретические значения распорных усилий на ведущем шкиве (Q) мало отличаются от опытных ($Q_{оп}$) при $\psi_r \leq 0,75$ (расхождение не превышает 8%, когда $\psi_r = 0,75$), а на ведомом шкиве значения Q_2 близки с опытными ($Q_{2оп}$), когда $\psi_r = 0,6$ и $0,75$, т.е. при оптимальной нагрузке клиноременного вариатора (расхождение между ними не превышает 12% при $\psi_r = 0,6$). Максимальное отличие между Q_2 и $Q_{2оп}$ составляет порядка 20%, что допускается, ввиду сложности протекающих в изучаемом объекте процессов и является следствием принятых допущений.

В главе приведены графики зависимостей $\frac{Q_2}{S_0} = f(\psi_r)$ и $\frac{Q}{S_0} = f(\psi_r)$ (для половины профиля канавки шкива $\gamma = 14^\circ, 15^\circ, 16^\circ, 17^\circ$ и $l_s = 1$), которые могут быть использованы для оценки величин распорных усилий клиноременного вариатора любой мощности.

Для расчетов направляющих подвижных дисков, подшипников опор, грузов регулятора и некоторых других элементов вариатора важно знать как величины усилий Q_1 и Q , так и точки их приложения. В диссертации изложена методика и приведены формулы координат, определяющих положения равнодействующих Q_1 (на ведомом шкиве) и Q (на ведущем).

Анализ полученных выражений показал большое влияние прилагаемой нагрузки на положение точек приложения сил Q_1 и Q .

Найдены уточненные зависимости для определения радиальных давлений H_1 и H со стороны ремня на диски ведомого

$$H_1 = \frac{S_0}{e^{f'd_{10}} + 1} \left\{ \sqrt{e^{f'd_{10}} \sin d'_{10} + \frac{f' \cos d'_{10} - \sin d_{10} - e^{f'd_{10}} (f' \cos d'_{10} - f' \sin d_{10})}{f'^2 + 1}} \right. \\ \left. + \frac{[(2 + e^{f'd_{10}}) \cos d'_{10} + \frac{e^{f'd_{10}} (f' \sin d'_{10} - f'^2 \cos d'_{10}) - f' \sin d_{10} - \cos d_{10}}{f'^2 + 1}]}{f'^2 + 1} \right\}$$

и ведущего

$$H = \frac{S_0}{e^{f'd_c} + 1} \left\{ \sqrt{\sin d'_0 - \frac{f' \sin d'_0 + f' \cos d'_0 + e^{f'd_c} (f' \cos d'_0 + \sin d'_0)}{f'^2 + 1}} \right. \\ \left. + \frac{[(2e^{f'd_c} + 1) \cos d'_0 - \frac{f' \sin d'_0 - f'^2 \cos d'_0 + e^{f'd_c} (\cos d'_0 - f' \sin d'_0)}{f'^2 + 1}]}{f'^2 + 1} \right\}$$

шкивов и координат точек их приложения.

В приведенных формулах:

$$d'_{10} = \pi - d_{10}; \quad d'_0 = \pi - d_0;$$

$$d'_{1n} = d_{1n} + d_{1x}; \quad d'_c = d_c + d_x;$$

$$d_{10} = \frac{\pi - d_{1x}}{2}; \quad d_x = \frac{\pi - d_c}{2}$$

d_{10} и d_0 - углы дуг обхвата ремнем ведомого и ведущего шкивов;

d_{1n} - угол дуги покоя ведомого шкива;

d_c и d_c - углы дуг скольжения ведомого и ведущего шкивов;

f' - приведенный коэффициент трения между ремнем и дисками шкива;

S_0 - усилие предварительного натяжения ремня.

Проведенный анализ полученных формул, иллюстрируемый графиками зависимостей $H_{s_0} = f(\gamma)$ и $H_{s_1} = f(\gamma)$ (при $\gamma = 14^\circ, 15^\circ, 16^\circ, 17^\circ$ и $i_0 = 1$) (рис. 2) показал:

1. Значения радиальных давлений на диски шкивов, определяемые по известной упрощенной формуле, справедливы только для случая, когда $\psi_T = 0$, т.е. при работе вариатора на холостом режиме.

2. Наличие нагрузки вызывает значительно большие давления на диски шкива, чем определяет упрощенная формула. Например, при $\psi_T = 0,7$ отличие на ведущем шкиве составляет порядка 1,7 раза, а на ведомом - от 1,25 ($\gamma = 14^\circ$) до 1,4 ($\gamma = 17^\circ$) раза.

3. Величины радиальных давлений H_1 и H_2 при работе вариатора под нагрузкой различны между собой.

4. Радиальное давление на диски ведущего шкива практически не зависит от угла γ , однако, последний оказывает существенное влияние на силу H_1 .

5. Если $\psi_T \leq 0,4$, то для определения радиального давления на диски ведомого шкива можно пользоваться упрощенной формулой.

В работе решена задача по определению упругих характеристик пружин прижимных устройств подвижных дисков автоматических клиноременных вариаторов, призванных стаби-

лизировать угловую скорость вала приводимой машины. Причем решение ее дается как для случая вариатора с одним регулируемым шкивом, так и для вариатора с симметричным регулированием как наиболее приемлемых и исследуемых системах отбора мощности.

Для автоматических вариаторов с одним и двумя регулируемым шкивами выявлены соответствующие взаимосвязи между установившимися значениями угловых скоростей ω ведущего звена и положениями подвижного диска x , связанного с центробежным регулятором, при которых ведомый шкив вращается с неизменной скоростью ω_1 . Так, для вариатора с одним раздвижным шкивом она имеет вид:

$$\omega = \frac{6}{a-x} \quad (1)$$

а с двумя раздвижными шкивами:

$$\omega = \omega_1 \left(1 - \frac{k_0 - \sqrt{m_0 - 4k_0(a-x)}}{a-x} \right) \quad (2)$$

где:

$$a = D_{\max} \operatorname{tg} \gamma; \quad k_0 = 9A \operatorname{tg} \gamma;$$

$$A = \omega_1 d_1 \operatorname{tg} \gamma; \quad m_0 = k_0 - 4A \operatorname{tg} \gamma (2A - L);$$

$D_{\max}$ - максимальный расчетный диаметр регулируемого шкива;

d_1 - расчетный диаметр нерегулируемого шкива;

A - междоузлие расстояние;

L - расчетная длина ремня.

Показано, что с использованием формул (1) и (2) распорные усилия Q_1 и Q на обоих шкивах представляются как функции одной переменной x , т.е. $Q_1 = Q_1(x)$ и $Q = Q(x)$. С учетом этого даны характеристики пружин прижимных устройств рассматриваемых автоматических клиноременных вариаторов.

Так, для вариатора с одним регулируемым шкивом характер

изменения упругих сил соответствует зависимости (без учета сил трения) :

$$P_y = Q(x) + P_u(x) = Q(x) + m_{cp} \left(\frac{b}{a-x} \right)^2 f(x) \quad (3)$$

где: $Q(x)$ - распорное усилие, действующее на подвижный диск, связанный с центробежным регулятором ;

$P_u(x)$ - суммарная сила инерции грузов общей массой m_{cp} центробежного регулятора, связанного с подвижным диском ;

$f(x)$ - некоторая функция, определяемая конструкцией и геометрическими размерами регулятора.

В работе изложена методика определения и аналитические выражения функций $f(x)$ некоторых схем регуляторов.

Для вариатора с двумя регулирующими шкивами упругая характеристика пружины ведущего шкива определена выражением:

$$P_y = Q(x) + m_{cp} \omega_1^2 \left(1 - \frac{k_0 - \sqrt{m_0 - 4k_0(a-x)}}{a-x} \right)^2 f(x) \quad (4)$$

Например, упругая характеристика пружины ведущего шкива автоматического вариатора, показанного на рис.1, является следующей функцией от координаты x :

$$P_y = Q(x) + m_{cp} \omega_1^2 \left(1 - \frac{h_0 - \sqrt{m_0 - 4k_0(a-x)}}{a-x} \right)^2 (h_0 + x) \quad (5)$$

здесь: h_0 - начальный радиус вращения центра тяжести грузов.

На рис.2 а, б. приведены кривые, изображающие законы изменения упругих сил опытного образца автоматического клиноременного вариатора с двумя раздвоенными шкивами, используемого в приводах для стабилизации скорости исполнительного органа. Нелинейный характер этих сил может быть достигнут использованием параллельных и конических пружин, цилиндрических пружин с пере-

менным шагом и последовательной установкой цилиндрических пружин сжатия с линейной характеристикой. Возможность применения двух последовательно установленных цилиндрических пружин в конструкции вариатора было подтверждено экспериментальными исследованиями.

Далее в главе выявлены величины и составляющие приведенных сил трения подвижных дисков вариаторов с одним и двумя раздвоенными шкивами. Исследуется их влияние на процесс регулирования и даны рекомендации по уменьшению их удельного значения по отношению к активным силам, действующим на диск, связанный с регулятором, что сводится к обеспечению отклонения стабилизируемой скорости ω_1 в пределах заданных величин. Из последнего условия выведена формула для определения минимального веса грузов центробежного регулятора:

$$P_{cp} \geq \frac{F(0)\omega_{min} - Q(0)(\omega_{1max} - \omega_{1min})}{\omega_{min}^2 h_0 (\omega_{1max} - \omega_{1min})} g \quad (6)$$

где: ω_{min} - минимальная скорость вращения ведущего шкива;

ω_{1min} и ω_{1max} - минимально и максимально допустимые угловые скорости вращения ведомого вала вариатора;

$F(0)$ и $Q(0)$ - значения равнодействующих сил трения и распорных усилий, действующих на подвижный диск при минимальной скорости вращения ведущего шкива.

В третьей главе произведено исследование динамики автоматического клиноременного вариатора (с одним и двумя регулирующими шкивами) систем отбора мощности при наиболее характерных режимах работы двигателя (автомобиля).

Отличительной особенностью рассматриваемого машинного агрегата является то, что мощность рабочего органа N во

много раз меньше мощности двигателя, вследствие чего изменение момента сопротивления в приводимой машине практически не влияет на режим работы двигателя. Основываясь на этом положении, обоснована расчетная схема.

Для описания законов движения вала привода исследуемой системы необходимо прежде всего решить задачу динамики подвижного диска, связанного с центробежным регулятором. Общий вид дифференциальных уравнений движения диска одинаков как для вариатора с одним, так и для вариатора с двумя раздвижными шкивами и имеет следующий вид:

$$m\ddot{x} + \gamma\dot{x} + P_y = P_u + Q + F \quad (7)$$

где: m — приведенная масса диска;
 γ — коэффициент пропорциональности силы сопротивления демпфера.

Для каждого из рассматриваемых в работе автоматических приводов получаются различные нелинейные неоднородные дифференциальные уравнения второго порядка, решения которых приводятся для заданного в общем виде закона изменения угловой скорости двигателя, а также для приведенных в первой главе наиболее характерных режимов эксплуатации последнего.

Установлено, что использование полученных решений в равенствах (1) либо (2) позволяет определить максимальное угловое ускорение звена привода, а, следовательно, и максимальные динамические нагрузки, возникающие в автоматическом приводе в эксплуатационных условиях.

Рассмотрена динамика исследуемого автоматического привода для случая, когда двигатель работает в режиме холостого хода,

который является весьма типичным и составляет значительную часть общего времени эксплуатации самоходных машин. При этом используется известное уравнение Аппеля, применяемое для описания движения систем с неголономными связями. Получены выражения для определения динамических усилий.

В четвертой главе изложены основные задачи, описание установки, методика проведения и результаты экспериментальных исследований. Задачами этих исследований являются:

1. Определение работоспособности опытного образца автоматического клиноременного вариатора в условиях, близких к эксплуатационным.

2. Проверка полученных формул по определению упругих характеристик пружин прижимных устройств вариаторов с одним и с двумя раздвижными шкивами.

3. Определение оптимальных значений напряжений от предварительного натяжения ремня вариатора с двумя раздвижными шкивами и симметричным регулированием.

4. Снятие статических и динамических характеристик опытного образца автоматического клиноременного вариатора.

Экспериментальная установка состоит из электродвигателя постоянного тока ($N_2 = 8,0$ кВт, $n_2 = 1500$ об/мин), опытного образца вариатора, выполненного по схеме рис.1, и компрессора, нагрузка которого осуществляется пневматической сетью, состоящей из ресивера, контрольных манометров и соединительных труб. Вал электродвигателя связан с ведущим шкивом вариатора посредством повышающей клинременной передачи ($i_{np} = 0,5$) с целью возможности испытаний на больших угловых скоростях (до 4800 об/мин), а ведомый шкив соединен с валом компрессора упругой муфтой. Угловые скорости вращения ведущего и ведомого шкивов вариатора определялись присоединенными к ним тахогенераторами и

датчиками оборотов с пределами измерений от 0 до 50000 об/мин. Установка включает и ряд других контрольно-измерительных приборов (самолписцы Н-390, амперметры, вольтметры, пусковые и ползунковые реостаты и т.д.), необходимых для выполнения поставленных задач исследований.

Количество опытов в одной серии испытаний равнялось 6-ти, которое прогнозировалось с целью, чтобы относительная ошибка полученных результатов не превышала 5%.

Экспериментальные исследования показали, что испытываемый вариатором можно добиться необходимой стабилизации угловой скорости вала приводимой машины и, как выявили опыты, он вполне работоспособен в эксплуатационных условиях сахоходных машин.

В результате проведенных экспериментальных исследований установлено, что напряжение от предварительного натяжения ремня σ_0 должно быть не менее $1,3 \text{ н/мм}^2$. В случае, если $\sigma_0 < 1,3 \text{ н/мм}^2$, то при положении подвижного диска ведущего шкива в интервале, равном $x > 0,4 x_p$ (x_p - максимальное перемещение диска), во время переходных процессах двигателя (при возрастании ω) нарушался силовой контакт между клиновым ремнем и дисками шкива, что приводило к резкому падению и последующему быстрому возрастанию угловой скорости ω . При этом же натяжении ремня и длительной, непрерывной работе вариатора ($\approx 0,5$ часа) на неустановившихся режимах наблюдался значительный перегрев ремня.

Экспериментально подтверждены расчетные формулы (3) и (4) по определению упругих характеристик пружин вариатора с одним и с двумя раздвижными шкивами и решен вопрос возможности применения в исследуемых автоматических клиноременных вариаторах надежных и долговечных цилиндрических пружин сжатия, характери-

сти которых получены путем линеаризации кривых, построенных по зависимостям (3) и (4).

При решении этой задачи находились статические характеристики автоматического привода, в результате чего было установлено:

а) последовательной установкой двух пружин сжатия на вариаторе с одним раздвижным шкивом можно добиться требуемой стабилизации угловой скорости ω на всем диапазоне регулирования; если диапазон изменения скорости D_p не превышает 1,6, то можно ограничиться применением одной пружины;

б) для испытываемого вариатора с двумя регулирующими шкивами применение двух последовательно соединенных цилиндрических пружин необходимо, если диапазон изменения угловой скорости находится в пределах $2 \leq D_p \leq 4,2$, а если $D_p < 2$, на ведущем шкиве рассматриваемого вариатора можно установить одну пружину сжатия соответствующей жесткости.

Эксперименты подтвердили справедливость предложенной формулы по определению минимального веса грузов регулятора. При этом исследовалась зависимость диапазона изменения стабилизируемой скорости ω от величины веса грузов центробежного регулятора ($P_p = 0,5 \text{ н}, 0,8 \text{ н}, 1,0 \text{ н}$).

В результате анализа полученных записей на приборе Н-390 неустановившихся процессов, происходящих в приводе, было установлено, что время переходного процесса t_n (угловой скорости ω) при резком переходе от одного установившегося значения к другому, при любых $\Delta\omega$ и P_p не превышает 5 сек, что вполне приемлемо для исследуемых автоматических приводов.

Пятая глава диссертации посвящена основным вопросам расчета и проектирования рассматриваемых клиноременных вариаторов. Приводятся проекционные расчеты параметров пружин по методике,

Олесский заводской научно-исследовательский институт пищевой промышленности

БИБЛИОТЕКА

с. в. 12432
1012432

теоретические основы которой были изложены во второй главе.

Решается необходимая в практическом отношении задача профилирования криволинейных направляющих грузов центробежных регуляторов при линейной упругой характеристике пружины ведущего шкива. Конструкции таких регуляторов часто встречаются в автоматических клиноременных вариаторах прогрессивных трансмиссий самоходных машин.

Глава содержит подробный анализ напряженного состояния элементов кинематической пары направляющие - ступица подвижного диска со всей спецификой и своеобразием действующих на нее сил. С учетом общепринятых в контактной задаче теории упругости допущений приводится расчетная схема и методика расчета на выносливость направляющих ступицы подвижного диска и ее цилиндрической поверхности.

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработана последовательность расчета и проектирования автоматического клиноременного вариатора с центробежным регулятором для стабилизации скорости исполнительного органа при значительных изменениях скорости ведущего звена.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ, ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Изучение монографической, патентной и журнальной литературы отечественных и зарубежных авторов показало, что в настоящее время практически отсутствуют теоретические и экспериментальные исследования, а также конструктивные разработки механических автоматических приводов с центробежными регуляторами, служащих для стабилизации угловой скорости вращения исполнительного органа.

2. Обоснованы требования, предъявляемые к рассмотренным в работе приводам, и выявлены условия их эксплуатации.

3. Проведены теоретические исследования специфических вопросов проектирования клиноременных вариаторов. При этом решены следующие задачи:

а) найдены зависимости для определения распорного и радиального усилий, действующих со стороны ремня на диски шкива, и определены координаты точек их приложения;

б) получены упругие характеристики пружин рассматриваемых автоматических клиноременных вариаторов с одним и двумя регулирующими шкивами в виде функции от координаты перемещения подвижного диска, передаваемой нагрузки и усилий предварительного натяжения ремня;

в) выявлено влияние сил трения на процесс регулирования;

г) найдена зависимость для определения минимального веса грузов центробежного регулятора.

4. Теоретические исследования автоматического клиноременного вариатора с регулирующими устройствами центробежного типа дают основание сделать следующие выводы:

а) угол профиля канавки шкива мало влияет на величину радиального и распорного усилий на ведущем шкиве;

б) радиальные усилия, действующие со стороны ремня на диски обоих шкивов, в значительной мере зависят от величины передаваемой нагрузки и неодинаковы на ведущем и ведомом шкивах. Это следует учесть при расчете направляющих подвижных дисков, подшипников опор и других элементов вариатора;

в) изменение нагрузки влечет за собой изменение координат приложения равнодействующих распорного, радиального и окружного усилий;

г) упругие характеристики пружин исследуемых автоматических клиноременных вариаторов с одним и двумя регулирующими шкивами носят нелинейный характер, который можно получить только приме-

ишем тарельчатых пружин, цилиндрических пружин сжатия с переменным шагом, конических пружин сжатия, последовательной установкой двух цилиндрических пружин (большее количество конструктивно нецелесообразно) ;

д) предложенные в работе формулы по определению распорных усилий, действующих со стороны ремня на диски обоих шкивов, удовлетворительно совпадают с известными опытными данными советских исследователей ;

е) ввиду некоторого расхождения теоретических значений распорных усилий на обоих шкивах по сравнению с действительными, а также ввиду наличия сил трения, точное значение которых невозможно определить, в конструкциях шкивов вариатора необходимо предусматривать регулирующие устройства для пружин с целью достижения необходимой величины стабилизируемой скорости изменением усилий предварительного сжатия пружин.

5. Проведены динамические исследования автоматического клиноременного вариатора, служащего для стабилизации угловой скорости вала исполнительного органа рабочей машины, при наиболее характерных режимах работы двигателя автомобиля. Полученные решения позволяют определять динамические нагрузки без учета упругости звеньев вариатора.

6. Экспериментальными исследованиями опытного образца автоматического клиноременного вариатора установлено:

а) эффективность применения исследуемого вариатора в рассматриваемых системах, так как он работоспособен практически на всем диапазоне изменения скоростей вала автомобильного двигателя, что позволяет оптимально использовать мощность приводимой машины;

б) напряжения от усилия предварительного натяжения ремня должны быть не менее $1,8 \text{ н/мм}^2$;

в) справедливость предложенных в работе формул по определению упругих характеристик пружин ;

г) возможность применения надежных и долговечных цилиндрических пружин сжатия. Для вариатора с одним регулируемым шкивом: при $D_p < 1,6$ необходимой стабилизации угловой скорости можно добиться использованием одной пружины, а последовательной установкой двух пружин сжатия - на всем диапазоне регулирования ; если $D_p < 2$, то для вариатора с симметричным регулированием на ведущем шкиве можно использовать одну пружину сжатия, а при $2 \leq D_p \leq 4,2$ необходима последовательная установка двух пружин ;

д) испытания показали полную работоспособность исследуемого вариатора в условиях нестационарности и отсутствия влияния этого фактора на стабилизацию угловой скорости вала рабочего органа.

7. Даны методы расчета основных элементов автоматического вариаторного привода.

8. Предложенные новые системы и конструкции автоматических клиноременных вариаторов, защищенные авторскими свидетельствами, имеют центробежные регуляторы, исключаящие криволинейные направляющие центробежных грузов и трение скольжения между ними и подвижным диском, применяемые в известных конструкциях автоматических клиноременных вариаторов силовых трансмиссий самоходных машин. Используемые в них резные и зубчатые зацепления позволяют упростить изготовление передачи и увеличить срок его службы.

9. Автоматические клиноременные вариаторы с механическими регулирующими устройствами центробежного типа могут быть использованы в приводах для стабилизации угловой скорости вращения исполнительного органа при изменяющейся скорости ведущего звена вариатора и, в частности, для привода компрессора автомобилей специального назначения.

10. Приведена последовательность расчета автоматического

клиноременного вариатора с центробежным регулятором, используемого в приводах для стабилизации скорости исполнительного органа.

Основное содержание диссертации освещено в следующих публикациях:

1. Мальцев В.Ф., Ковалев П.А., Аванесьянц А.Г., Колосов А.Н. "Автоматический клиноременный вариатор", автор. свид. № 351010. Бюл. изобретений № 27, 1972.
2. Мальцев В.Ф., Ковалев П.А., Аванесьянц А.Г., Колосов А.Н. "Автоматический клиноременный вариатор", автор. свид. № 352057. Бюл. изобретений № 28, 1972.
3. Мальцев В.Ф., Ковалев П.А., Аванесьянц А.Г., Колосов А.Н. "Автоматический клиноременный вариатор скорости", автор. свид. № 362959. Бюл. изобретений № 3, 1973.
4. Мальцев В.Ф., Ковалев П.А., Аванесьянц А.Г. О проектировании автоматических бесступенчатых приводов. - "Вестник машиностроения", № 8, 1974.
5. Мальцев В.Ф., Ковалев П.А., Аванесьянц А.Г. Определение распорных усилий на дисках шкивов клиноременных передач. В сб. "Детали машин", № 19, Техника, К., 1974.
6. Мальцев В.Ф., Ковалев П.А., Аванесьянц А.Г. Экспериментальные исследования автоматического вариатора. Труды I-ой Всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам. Сб. № 134, Ч. 4, 1974.
7. Мальцев В.Ф., Ковалев П.А., Аванесьянц А.Г. К вопросу исследования динамики автоматического клиноременного вариатора. Тезисы докладов IV-й Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.

8. Ковалев П.А., Аванесьянц А.Г. Исследование автоматического дифференциального вариатора привода компрессора автомобилей специального назначения. Тезисы докладов IV-й Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.
9. Мальцев В.Ф., Ковалев П.А., Аванесьянц А.Г., Колосов А.Н. "Клиноременный вариатор скорости", автор. свид. № 445786. Бюл. изобретений № 37, 1974.

Материалы диссертации докладывались на:

1. Четвертой Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.
2. Первой Всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам. Челябинск, 1972.
3. Заседания Одесского филиала Всесоюзного семинара по ТММ при институте Машиноведения АН СССР, Одесса, 1973.
4. XXX, XXXI и XXXII научных конференциях Одесского технологического института пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова.

БР 12833 03.12.74 г. Формат 60 x 84 1/16
Объем 1,5 п.л. Заказ № 3476 Тираж 200 экз.
Горькографическая Одесского облполиграфиздателя
Ленина, 49

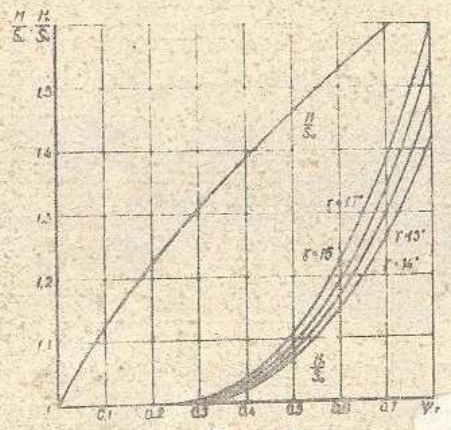
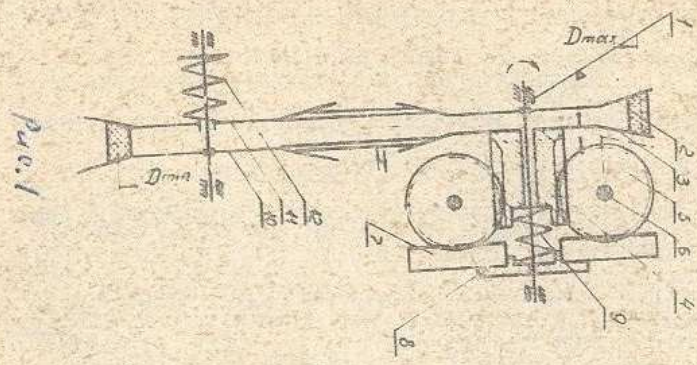


Рис. 2

