

Автор ер.

3 41

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
У С С Р  
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
имени М.В.ЛОМОНОСОВА

---

На правах рукописи

Аспирант ЗБОРОВСКАЯ Ирина Адамовна

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ПЕРЕДАЧЕ ГИБКИМ  
ПРОВОЛОЧНЫМ ВАЛОМ

( специальность № 05.02.02 – Машиноведение и  
детали машин)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени кандидата  
технических наук

Одесса – 1974

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
У С С Р  
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
имени М.В.ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

Аспирант ЗБОРОВСКАЯ Ирина Адамовна

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ПЕРЕДАЧЕ ГИБКИМ  
ПРОВОЛОЧНЫМ ВАЛОМ

( специальность № 05.02.02 - Машиноведение и  
детали машин)

Перечислет 1981

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т  
диссертация на соискание ученой степени канди-  
дата технических наук

V 012360

Одесса - 1974

Одесский технологический институт пищевой промышленности имени М.В.Ломоносова  
Б И Б Л И О Т Е К А

Работа выполнена в Одесском технологическом институте пищевой промышленности имени М.В.Ломоносова.

Научный руководитель - к.т.н., доц. Мохнатюк А.И.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Глушко М.Ф.

кандидат технических наук, доцент Крюков А.И.

Ведущее предприятие - Московский завод "Металлоручав"

Автореферат разослан "14" сентября 1974г.

Защита состоится "25" октября 1974г.

в 12 часов на заседании Ученого Совета Одесского технологического института пищевой промышленности им. М.В.Ломоносова:  
г. Одесса, 270039, ул. Свердлова, 112.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА

к.т.н.

ЗАПОРОЖЕЦ Л.А.

В решениях XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства нашей страны на 1971-1975г.г. серьезное внимание уделено вопросам повышения надежности и долговечности различных машин, приборов, средств механизации и автоматизации. Это в значительной мере связано с совершенствованием применяемых в них механических передач, особое место среди которых занимает передача гибким проволочным валом.

Специфика передачи и ее достоинства (возможность передавать значительные крутящие моменты между скрещивающимися и относительно подвижными осями, по извилистым трассам, простота изготовления, легкость монтажа и обслуживания, низкая стоимость), позволяют использовать ее там, где другие виды передач оказываются неконструктивными или экономически нецелесообразными.

Передача гибким валом используется в приводах автомобильных приборов и медицинских аппаратов, различных следящих системах и системах синхронизации. Особенно широкое распространение в последние годы получает силовой привод с гибким проволочным валом (привод ручного механизированного инструмента, привод глубинных вибраторов для бетона и др.). В настоящее время отечественной промышленностью выпускается более 800 тыс. гибких валов для силовых приводов в год.

Однако опыт эксплуатации гибких проволочных валов силовых передач в различных механизмах показал, что в большинстве случаев, именно гибкий вал является наименее долговечным звеном этих механизмов.

Поэтому задача увеличения срока службы, повышения надежности и коэффициента полезного действия передачи гибким валом в относи-

тельно мощных силовых приводах поставлена требованиями практики, и с расширением области применения этих приводов приобретает особое значение.

Основными параметрами, характеризующими к.п.д. передачи, являются потери на трение вращающегося гибкого вала о бросы и потери на трение между проволоками вала. Эти потери также обуславливают износ проволок слоев вала, и прежде всего, износ проволок основного грузонесущего наружного слоя вала, что, в свою очередь, определяет срок службы передачи, ее надежность и долговечность.

Потери на трение являются также основным источником нагрева вала и лимитируют нагрузочную способность передачи гибким валом.

Поэтому оценка величины потерь на трение на стадии проектирования является одним из необходимых условий создания передач гибким валом, отвечающих современным требованиям.

Однако, несмотря на исключительную важность этой характеристики, не существовало обоснованного метода ее определения. Расчеты величины потерь проводились по весьма приближенным эмпирическим зависимостям, не отражавшим сущности физических явлений, происходящих при вращении вала, и пригодным лишь для определенных типов конструкций валов.

Настоящая работа посвящена теоретическому и экспериментальному исследованию потерь на трение в передаче гибким валом и разработке методики расчета, позволяющей дать количественную оценку этой характеристики на стадии проектирования.

Диссертация состоит из введения, четырех глав и заключения.

В первой главе приведены основные сведения о конструкции, технологии изготовления и области применения передач гибкими проволочными валами; дан краткий обзор проведенных ранее иссле-

дований и определены задачи настоящей работы.

Как показал анализ литературных данных, подавляющее большинство исследований в области гибких валов посвящено вопросам кручения, конструкционного демпфирования при крутильных колебаниях и усовершенствованию технологии изготовления валов. Немногочисленные работы, в которых исследованы потери на трение в передаче гибким валом, носят сугубо экспериментальный характер; теоретических исследований этого вопроса в отечественной и зарубежной литературе обнаружить не удалось.

В работах советских ученых Я.Г.Лановко, Г.И.Страхова, Н.Г.Калинина и др., посвященных исследованию систем с конструкционным демпфированием, показано, что в машиностроительных конструкциях типа так называемых "неподвижных соединений" основную долю потерь составляют конструкционные потери и определение этих потерь должно проводиться с учетом относительных смещений сопрягаемых элементов, имеющих место при деформации системы.

Так как гибкий проволочный вал является типичной системой с конструкционным демпфированием, то указанные принципы положены в основу исследования гибкого проволочного вала.

Кроме того, весьма плодотворным оказалось приложении к расчету гибких валов метода теоретического исследования различных многопроволочных конструкций - многожильных пружин, гибких металлических рукавов и, прежде всего, исследований стальных проволочных канатов.

Практическая важность оценки и уменьшения потерь на трение в передаче гибким проволочным валом и отсутствие широких исследований в этом направлении обусловили основные задачи настоящей работы:

1. Теоретическое исследование потерь на трение между проволоками вращающегося гибкого вала.

2. Теоретическое исследование потерь на трение между валом и броней.

3. Разработка методов и методики экспериментального исследования и экспериментальных установок.

4. Экспериментальное исследование потерь на трение в передаче гибким валом.

5. Накопление фактического материала по характеристикам потерь на трение для валов различных типоконструкций, размеров, изготовленных из различных материалов, подвергшихся специальной обработке, а также в ходе долговременных испытаний с целью разработки рекомендаций по уменьшению потерь на трение в передаче.

6. Разработка инженерного метода расчета, позволяющего дать количественную оценку величины потерь на стадии проектирования.

Во второй главе проведено теоретическое исследование потерь на трение в передаче гибким проволочным валом.

Гибкий вал работает в броне, расположенной по заданной трассе, состоящей из прямолинейных участков и участков, изогнутых по дугам окружностей. Трасса вала определяется трассой брони, жесткость которой значительно больше жесткости вала. Как показал анализ работы передачи, основными источниками потерь на трение являются: трение между проволоками вращающегося вала с изогнутой геометрической осью и трение между валом и броней.

Потери на трение между проволоками вала обусловлены относительными линейными и угловыми смещениями проволок соседних контактирующих слоев, которыми сопровождается вращение вала с изогнутой геометрической осью. Так как в местах контакта проволок этих слоев

существуют силы взаимного давления, то силы трения выполняют работу на угловых и линейных перемещениях. Задача определения работы сил трения между проволоками гибкого вала решена при следующих предположениях: гибкий вал, нагруженный крутящим моментом рассматривается как система контактных пар слоев, между проволоками которых существуют силы взаимодействия; трением между проволоками слоев, входящих в различные контактные пары, пренебрегаем; силы давления между проволоками считаем не зависящими от радиуса изгиба геометрической оси вала; условия контакта проволок определяются законом Герца, а фрикционные свойства поверхностей проволок законом Кулона.

Анализ взаимных смещений проволок позволил получить зависимость для определения крутящего момента  $M_{т.к.}$ , необходимого для преодоления сил трения между проволоками контактирующих слоев гибкого вала с изогнутой геометрической осью при его вращении:

$$M_{т.к.} = \frac{L}{\rho} f \left[ (M_{кр} + M_y)^{1/3} \sum_{i=1,3,\dots} \frac{3}{8} \sqrt{\frac{1,35 d_i \cdot d_{i+1}}{E(d_i + d_{i+1})}} \cdot \frac{D_{i,i+1}^2}{d_i + d_{i+1}} \sin^2(\alpha_i + \alpha_{i+1}) \times \right. \\ \left. \times \cos(\alpha_i - \alpha_{i+1}) \left( \frac{\tilde{\alpha}_{i,i+1} \cdot \tilde{\delta}_{i,i+1}}{\sum_{i=1,3,\dots} \tilde{\alpha}_{i,i+1}} \right)^{1/3} \varepsilon_{i,i+1} + (M_{кр} + M_y) \sum_{i=1,3,\dots} \frac{D_{i,i+1}^3}{2 d_i d_{i+1}} \sin(\alpha_i + \alpha_{i+1}) \times \right. \\ \left. \times \left( \sin^2 \alpha_i + \sin^2 \alpha_{i+1} \right) \frac{\tilde{\alpha}_{i,i+1} \tilde{\delta}_{i,i+1}}{\sum_{i=1,3,\dots} \tilde{\alpha}_{i,i+1}} \right], \quad (I)$$

где  $M_{кр}$  - крутящий момент, передаваемый валом;  $M_y$  - условный момент, характеризующий процесс навивки;

$d_i, d_{i+1}$  - диаметры проволок  $i$ -го и  $i+1$ -го слоев;  $D_{i,i+1}$  - диаметр цилиндра, на котором находятся точки контакта проволок  $i$ -го и  $i+1$ -го слоев;  $\alpha_i, \alpha_{i+1}$  - углы подъема проволок  $i$ -го и  $i+1$ -го слоев;  $\tilde{\delta}_{i,i+1}, \tilde{\alpha}_{i,i+1}, \varepsilon_{i,i+1}$  - коэффициенты, значения которых однозначно определяются

конструкцией вала;  $f$  - коэффициент трения скольжения между проволоками;  $E$  - модуль упругости;  $L$  - длина вала;  $\rho$  - радиус изгиба геометрической оси вала.

Потери на трение вала о броню определяются силами взаимодействия между валом и броней, которые, в свою очередь, зависят от формы геометрической оси брони, зазора  $\Delta$  между валом диаметра  $d_B$  и броней диаметра  $D_B$ , угла  $-2\alpha$ , соответствующего участку брони, на котором ось изогнута по радиусу  $R$ , а также жесткости изгиба вала  $B$ .

Ввиду того, что перемещения гибкого вала при изгибе соизмеримы с его длиной, определение сил взаимодействия между валом и броней проведено методами нелинейной механики тонких стержней при следующих допущениях: вес вала пренебрежимо мал; распределенная нагрузка заменена сосредоточенными силами, действующими в одной плоскости; броня принята абсолютно жесткой.

Для определения момента трения вала о броню с учетом действительной формы геометрической оси вала получена зависимость

$$M_{т.б.} = \frac{B}{\rho^2} f_1 d_B C, \quad (2)$$

где  $f_1$  - приведенный коэффициент трения вала о броню;

$\rho = R - \frac{\Delta}{2}$  - наименьшее расстояние от центра кривизны оси брони до оси вала;

$$C\left(\frac{\Delta}{\rho}, \alpha\right) = (1 + \cos \alpha) \left\{ \frac{2[E(k)E(\varphi_0)] - [K - F(\varphi_0)]}{1 + \frac{\Delta}{\rho} - \cos \alpha} \right\}^2;$$

$F(\varphi_0), E(\varphi_0)$  - эллиптические интегралы I-го и 2-го рода соответственно;  $K, E(k)$  - полные эллиптические интегралы.

Значения коэффициента  $C$ , вычисленные для углов  $\alpha$ , встречающихся в практике, приведены в таблице I.

Таблица I

Значения коэффициента  $C$

$\frac{\Delta}{\rho}$	Углы $\alpha$ изгиба брони					
	20°	30°	40°	50°	60°	70°
0,005	5,53	5,37	4,61	4,29	3,22	2,22
0,008	4,45	4,29	3,85	3,45	2,64	1,77
0,011	3,75	3,60	3,31	2,97	2,32	1,60
0,014	3,29	3,18	2,97	2,66	2,14	1,47
0,017	3,03	2,78	2,72	2,41	1,97	1,40

Основным фактором, влияющим на величину момента  $M_{т.д.}$  потерь, вызываемых силами упругих деформаций вала, является жесткость изгиба вала  $B$ , которая при неизменных трассах расположения брони и коэффициенте трения может меняться в широких пределах и существенно зависит как от конструкции вала, так и от технологии его изготовления.

Однако известные теоретические зависимости Н.А.Чернышева для определения  $B$  не учитывают ряд существенных особенностей конструкции и технологии изготовления вала, вследствие чего вычисленные и опытные значения жесткости изгиба отличаются друг от друга в 3-5 раз. Поэтому проведено теоретическое исследование  $B$  с учетом указанных факторов.

При изучении жесткости изгиба вала выделены два случая, соответствующие различным вариантам технологии его изготовления:

при отсутствии и при наличии сил взаимного давления между проволоками соседних контактирующих слоев. Рассмотрен изгиб вала моментами  $M_{и}$ , приложенными к его концам. При непрерывном возрастании изгибающего момента вал последовательно проходит два состояния; витки наружного слоя изогнутого вала не соприкасаются по образующей со стороны вогнутости; витки наружного слоя изогнутого вала соприкасаются по образующей со стороны вогнутости.

В первом случае сближение витков по внутренней образующей, т.е. уменьшение ее длины не превосходит величины первоначального межвиткового зазора в наружном слое, и изгиб вала происходит без удлинения его геометрической оси. В этом случае получены формулы для определения жесткости изгиба вала без учета контактных сил

$$B_1 = \frac{\pi E}{64} \left[ \sum_{i=1}^m \frac{\sin \alpha_i l_i}{1 + 0,15 \cos^2 \alpha_i} n_i d_i^4 + d_0^4 \right], \quad (3)$$

и с учетом контактных сил

$$B'_1 = B_1 + \rho f (M_{кр} + M_y) \sum_{i=1,3,\dots} \nu_{i,i+1}, \quad (4)$$

где  $d_0$  - диаметр сердечника;  $\nu_{i,i+1}$  - коэффициент, однозначно определяемый конструкцией вала.

Во втором случае длина геометрической оси вала увеличивается и жесткость изгиба вала становится функцией радиуса кривизны и минимального эксплуатационного радиуса  $\rho_{доп}$ :

$$B_2 = B_1 + \delta \cdot \Delta B, \quad (5)$$

где  $\Delta B = \frac{G D_m^2}{32} \left[ \sum_{i=1}^m \frac{d_i^5 n_i^2}{D_i^3} \left( 1 + \frac{\Delta}{d_i} \right) + 5,2 \pi d_0^2 \right]$ ,  $\delta = 1 - \frac{\rho}{\rho_{доп}}$ .

Значения  $B_1$  вычисляются по формуле (3) либо (4) в зависимости от характера взаимодействия проволок в слоях вала.

Согласно полученным формулам, при увеличении кривизны вала происходит резкое возрастание его изгибной жесткости, что крайне нежелательно при работе передачи, т.к. приводит к увеличению потерь на трение между валом и броней, усиленному местному износу поверхностей вала и брони и быстрому выходу из строя передачи. Поэтому при изготовлении передачи необходимо обеспечить требуемые минимальные зазоры в слоях вала, увязанные с допускаемыми минимальными эксплуатационными радиусами  $\rho_{доп}$ . Получена формула для определения величин минимально необходимых зазоров в наружном слое

$$\Delta_{min} = \frac{D_m d_m}{2 \rho_{доп} - D_m} \quad (6)$$

Формулы (2-5) позволяют рассчитывать потери на трение между валом и броней, вызываемые силами упругих деформаций вала. Кроме этих потерь, имеются также потери между валом и броней, вызываемые силами тяжести:

$$M_{т.в.} = \frac{1}{2} Q f_1 d_B \quad (7)$$

Потери на трение между валом и броней, вызываемые силами инерции и силами, возникающими при существенном изменении формы геометрической оси вала под действием передаваемого крутящего момента, в пределах эксплуатационных значений моментов и скоростей вращения практически не оказывают влияния на суммарные потери в передаче и поэтому не учитывались.

Потери на трение в передаче с учетом формул (1,2,7) определяются суммой:

$$M_{т.с.} = M_{т.к.} + M_{т.б.} + M_{т.в.} \quad (8)$$

Расчеты показывают, что основную долю потерь в передаче гибким валом составляют потери на трение между проволоками контактирующих слоев вала; они являются главным фактором, определяющим температурный режим работы передачи. Одновременно эти потери характеризуют интенсивность износа проволок внутренних слоев, что вызывает снижение жесткости кручения вала, имеющей первостепенное значение для приводов управления и контроля. Потери на трение вала о броню, несмотря на их относительно малую долю в общем балансе потерь, влияют на интенсивность износа наружного слоя проволок и, таким образом, ограничивают срок службы передачи.

Полученные значения суммарного момента трения позволяют вычислить коэффициент полезного действия передачи гибким валом

$$\eta = \frac{M_{кр}}{M_{кр} + M_{т.с.}}$$

В третьей главе проведен анализ различных методов экспериментального исследования потерь на трение в передаче и жесткости изгиба вала.

Анализ показал, что для исследования жесткости изгиба вала наиболее целесообразно применить метод "кольца", при котором жесткость изгиба определяется по перемещениям точек вала, свернутого в кольцо, в зависимости от прилагаемой нагрузки.

Разработана уточненная методика определения оптимальной жесткости изгиба вала на спроектированном и изготовленном в ОТИП им. М.В.Ломоносова стенде СИ-1; с учетом больших перемещений точек кольца получены расчетные зависимости:

$$B = \gamma P z^2,$$

где  $P$  - усилие, растягивающее кольцо вала;  $r$  - радиус кольца;  $\gamma = \frac{\pi^2}{8k^2 [F(90^\circ) - F(45^\circ)]^2}$ ;  
 $F(90^\circ), F(45^\circ)$  - эллиптические интегралы I-го рода;  
 $k$  - параметр эллиптических интегралов, зависящий от относительных деформаций кольца при растяжении.

Преимущества разработанного метода экспериментального исследования жесткости изгиба гибких проволочных валов перед известными ранее позволили признать его стандартным для лабораторных и контрольных испытаний на заводах-изготовителях и включить в ГОСТ 13227-71 "Валы гибкие проволочные для силовых передач".

Для определения жесткости изгиба вала, нагруженного крутящим моментом, разработан так называемый метод "свободных колебаний", согласно которому жесткость изгиба определялась по частоте свободных поперечных колебаний вала с заземленными концами, нагруженного крутящим моментом. Разработан и изготовлен стенд для экспериментальных исследований жесткости изгиба этим методом.

Экспериментальные исследования потерь на трение в передаче гибким валом проведены методом "разомкнутого силового потока", согласно которому вал с броней выкладывался по определенной трассе, закреплялся в патронах приводной и нагрузочной головок и приводился во вращение. Привод вала осуществлялся от электродвигателя, в качестве нагрузки применен электродинамический тормоз. На приводной и нагрузочной головках установлены устройства, служащие для замера приводного и нагрузочного моментов, по значениям которых определялись потери на трение в передаче и ее коэффициент полезного действия.

Четвертая глава диссертации посвящена методике и результатам экспериментального исследования потерь на трение в передаче гибким проволочным валом и разработке инженерного метода их расчета.

Целью экспериментальных исследований являлась проверка полученных теоретических зависимостей, выяснения влияния на величину потерь на трение в передаче особенностей конструкции валов, передаваемого крутящего момента, радиуса кривизны геометрической оси вала, термической обработки и др. Одновременно на специально изготовленных образцах исследовался вопрос о влиянии материала проволок слоев вала на изучаемые характеристики, а также изменение этих характеристик в ходе долговременных испытаний.

Экспериментальному исследованию подверглись валы пяти диаметров - 8; 10; 12; 13; 15 мм, предназначенные, в основном, для работы в приводах глубинных вибраторов для бетона.

Валы сконструированы, рассчитаны и испытаны в Одесском технологическом институте пищевой промышленности им. М.В.Ломоносова.

Конструкции опытных образцов диаметром 8, 10, 12 мм созданы на базе результатов настоящих исследований для новых типов вибраторов с диаметром вибробулавы 25, 36 и 50 мм соответственно. Всего исследовано 60 групп образцов валов пяти диаметров, в том числе валы диаметром 13 и 15 мм, навитые в нескольких модификациях из различных материалов. Валы испытывались в броне с ленточной спиралью и гуммированным покрытием, что соответствует реальным условиям их эксплуатации.

Сопоставление значений жесткости изгиба опытных образцов

валов, полученных при испытаниях двумя разработанными методами - методом "кольца" и методом "свободных колебаний", - показало, что оба метода в равной мере могут применяться для исследования и контроля жесткости изгиба гибких валов. Экспериментальная проверка зависимостей (3,4,5) для определения жесткости изгиба  $B$ , проведенная на 60-ти типах образцов, показала, что разница между значениями  $B$ , полученными из опыта и по расчетным формулам, составляет в среднем 25-30%. Таким образом, полученные теоретические зависимости достаточно верно отражают физические явления, связанные с изгибом гибких валов, и их можно использовать для вычисления жесткости изгиба, и следовательно, для определения потерь на трение в передаче по формуле (2).

Экспериментальное определение потерь на трение выполнено для прямолинейной трассы, а также для сложных трасс, состоящих из участков, изогнутых по дугам окружностей различных радиусов и прямолинейных концевых участков. На каждой трассе испытания проведены для восьми значений нагрузок, причем показания усреднялись по шести образцам группы. В результате для различных трасс получена серия зависимостей  $M_{т.с.} = f(M_{кв})$ ; по ним установлены зависимости  $M_{т.с.} = f(\rho)$  при рабочем (номинальном) моменте, передаваемом валом. Эти зависимости и приняты основными для сравнения валов различных конструктивных и технологических модификаций.

Для примера на рис. I представлены результаты экспериментов по определению потерь на трение в передаче с гибкими валами диаметров 8, 10, 12 мм (штрих-пунктирные линии). Там же приведены результаты расчета (сплошные линии) по предлагаемым теоретическим зависимостям.

Как видно из сопоставления результатов теоретических и опытных исследований, экспериментальные потери хорошо согласуются с расчетными для валов всех испытанных диаметров при моментах и радиусах, близких к эксплуатационным. Это позволяет говорить о приемлемости исходных гипотез и допущений при описании явлений потерь на трение в передаче гибким валом.

Большое количество расчетов, проведенных на ЭЦМ для валов различных диаметров, конструктивных и технологических модификаций, дало возможность выявить основные закономерности, которым подчиняются величины потерь на трение и упростить зависимости для их определения. Полученные в результате анализа экспериментальных исследований данные позволили получить значения необходимых для расчетов параметров и опытных коэффициентов.

В итоге получены зависимости для определения потерь на трение в передаче гибким валом

$$M_{т.с.} = \sum_{j=1}^n \frac{L_j}{\rho_j} f (M_{кр} + M_y) K_{m-1,m} + \sum_{j=1}^n \frac{B}{\rho_j^2} f_1 d_B C + \frac{A}{2} D f_1 d_B,$$

где  $K_{m-1,m} = \frac{d_m n_m + d_{m-1} n_{m-1}}{D_{m-1,m}} \cdot 0,117 - 0,035;$

$M_y = 0,1 M_{кр}^{ном}; A = 3 \div 4; M_y = 0,3 M_{кр}^{ном}; A = 6 \div 7 -$

для термообработанных и "сырых" валов соответственно;  $j$  - номер изогнутого участка брони;

и коэффициента полезного действия передачи

$$\eta = \frac{M_{кр}}{M_{кр} + f (M_{кр} + M_y) K_{m-1,m} \sum_{j=1}^n \frac{L_j}{\rho_j} + f_1 B d_B \sum_{j=1}^n \frac{1}{\rho_j^2} + \frac{1}{2} A f_1 d_B}$$

Эти зависимости были применены в инженерных расчетах при проектировании привода с гибкими валами для глубинных бетонных вибраторов; срок службы этих валов по сравнению с выпускавшимися ранее, увеличился с 500 до 800 часов.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие основные выводы:

1. Проведено теоретическое исследование потерь на трение в передаче гибким валом и получены расчетные зависимости для их определения.

2. Установлено, что потери на трение зависят от жесткости изгиба вала, в связи с чем проведено теоретическое исследование жесткости изгиба.

3. Установлено, что на величину потерь на трение существенно влияют величины зазоров между проволоками в слоях. В связи с этим рекомендован переход на навивку валов с заданными межвитковыми зазорами, величины которых могут быть подсчитаны по полученной формуле.

4. Для экспериментальной проверки теоретических зависимостей разработаны методы опытного определения жесткости изгиба: "метод кольца", вошедший в ГОСТ 13227-71 и метод "свободных колебаний", позволивший впервые определить жесткость изгиба вала, нагруженного крутящим моментом.

5. Результаты теоретического и экспериментального исследования, проведенного для значительного количества образцов различных диаметров, конструкций и различной технологии изготовления, навитых из различных материалов и на различных этапах долговременных испытаний позволили сделать заключение о том, что:

- потери на трение в передаче зависят от конструкции вала; для их снижения необходимо уменьшать число проволок и их диаметр в основном для двух последних слоев вала;

- потери на трение уменьшаются после термической обработки вала; валы силовых передач следует подвергать термической обра-

В. В. 12360

ботке;

- потери на трение увеличиваются почти прямо пропорционально крутящему моменту, передаваемому валом, но до определенной его величины. Дальнейший рост момента ведет к резкому возрастанию потерь и падению к.п.д. передачи. Этот момент следует считать номинальным крутящим моментом, лимитирующим нагрузочную способность передачи;

- материал проволок, из которого навиты внутренние слои вала, оказывает несущественное влияние на величину потерь на трение; эти слои могут быть навиты из проволоки более низких и дешевых сортов, что для валов бетонных вибраторов 13 и 15 мм дает только по заводу "Металлорукав" годовой экономический эффект порядка 12 тыс.рублей;

- по мере износа потери на трение снижаются, причем наиболее интенсивно в первые 25-50 час. работы, затем характеристики передачи практически стабилизируются. Это позволяет рекомендовать для особо ответственных систем проводить предварительную обкатку валов под нагрузкой на стендах.

6. В результате теоретических и экспериментальных исследований разработан инженерный метод расчета потерь на трение в передаче гибким валом, позволяющий с достаточной простотой и точностью оценивать их величину на стадии проектирования. Использование его в практике проектирования передачи позволяет сократить сроки и снизить стоимость ее разработки при одновременном повышении долговечности и надежности привода.

7. Результаты проведенных исследований использованы при разработке ряда гибких валов глубинных вибраторов для бетона, серийное производство которых освоено отечественной промышленностью.

Результаты работы докладывались на:

1. Третьей Всесоюзной конференцией по вопросам расчета передач гибкой связью (Одесса, 1968).
2. Восьмом Всесоюзном симпозиуме по сталепроволочным канатам (Одесса, 1971).
3. Всесоюзном научном симпозиуме по конструкционному демпфированию колебаний (Рига, 1972).
4. Отчетных научных конференциях Одесского технологического института им. М.В.Ломоносова (1968-1972).

Основное содержание диссертации изложено в  
следующих работах:

1. Повышение срока службы и эксплуатационной скорости привода с гибким валом. - "Вестник машиностроения", М., изд. "Машиностроение", 1967, № 12.
2. Потери на трение между проволоками вращающегося гибкого вала. - "Известия вузов, "Машиностроение", М., 1968, № 10.
3. Теоретическое и экспериментальное исследование жесткости изгиба гибкого проволочного вала. Тезисы докладов III-й Всесоюзной конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1968.
4. Контроль жесткости изгиба гибких приводных валов автомобильных приборов. - "Автомобильная промышленность", М., 1971, № 8.
5. Теоретическое исследование жесткости изгиба гибкого проволочного вала. "Передаточные механизмы". Сб. статей под редакцией проф. В.Ф.Мальцева, Одесса, 1971.
6. Выбор материала для гибких валов привода глубинных вибраторов. "Механизированный инструмент и отделочные машины". Сб. статей, М., ЦНИИТЭстроймаш, вып. 2,3, 1972.
7. Потери на трение в передаче гибким валом. - "Вестник машиностроения", М., изд. "Машиностроение", 1972, № 10.

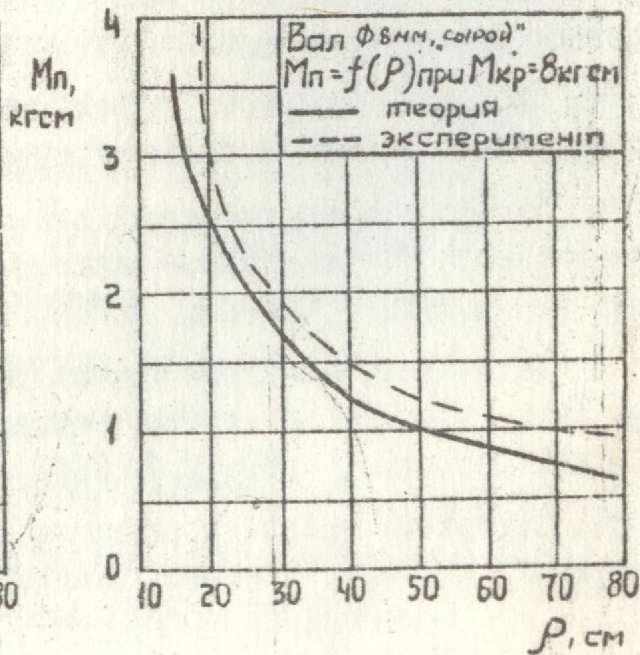
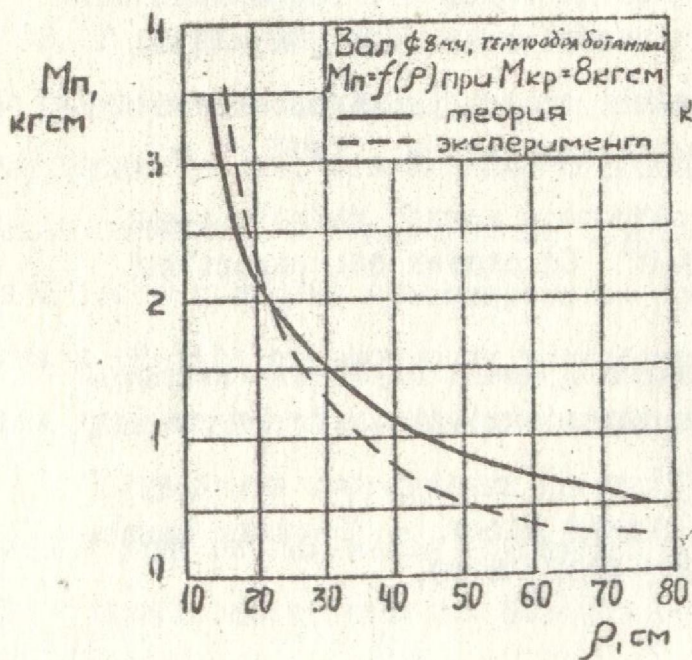
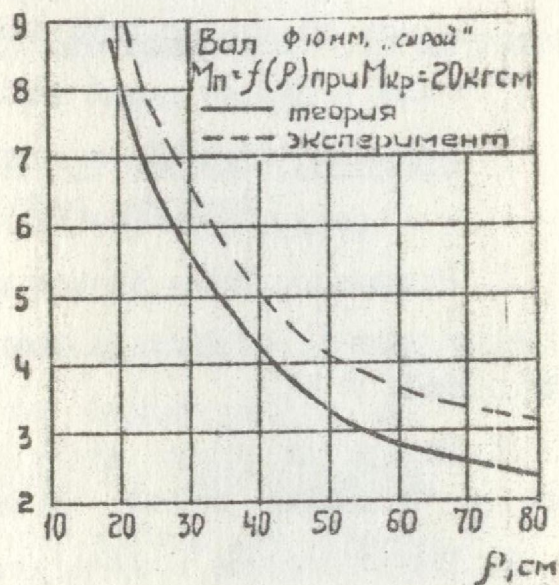
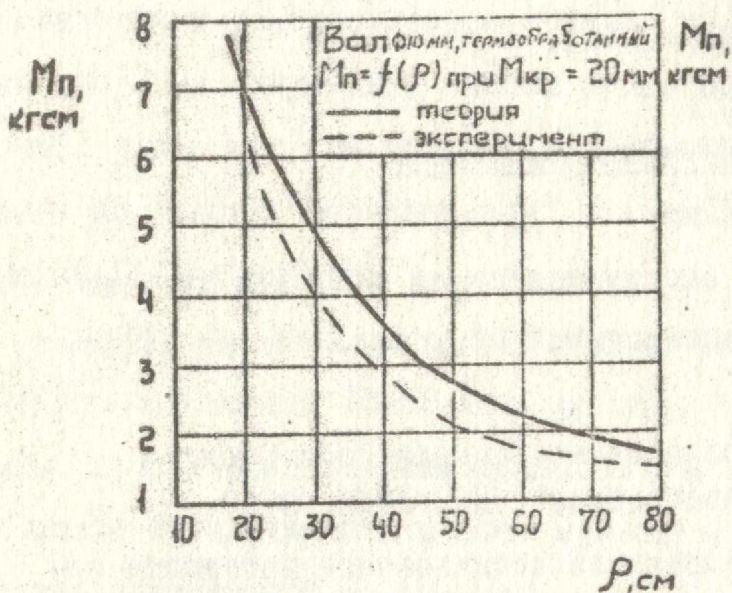
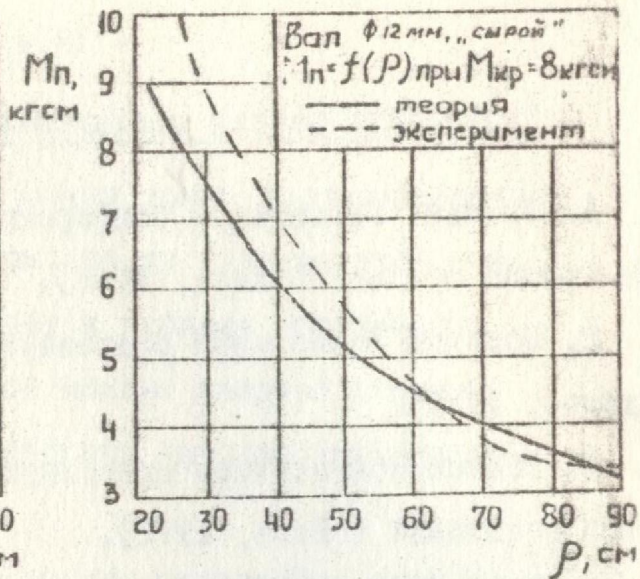
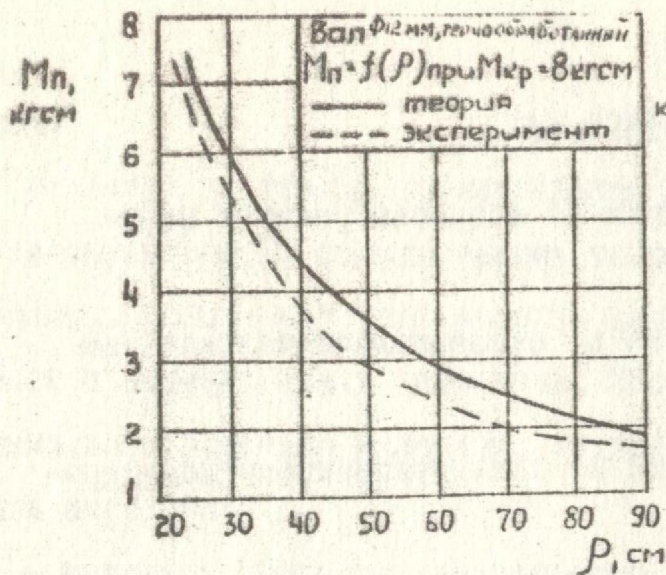


Рис. 1