

М255546

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

НЕ НА ДОМ
ВЫДАЕТСЯ

Татьяна Михайловна ИВАНОВА

На правах рукописи

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВОЙ ТРУБЧАТОЙ МУФТЫ**

(05.13.05 — Элементы и технические средства управления
и регулирования)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
доктор технических наук, профессор ТИЩЕНКО О. Ф.

Научный консультант —
кандидат технических наук,
старший научный сотрудник АМОСОВА Э. П.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор АЛФУТОВ Н. А.,
кандидат технических наук МЕДНИКОВ М. И.

тел

научно-исследования.

я 1974 г.

на
им
ул

январе 1975 г.
«строение» МВТУ
5, 2-я Бауманская

ре

экземплярах, за-
данному адресу.

им

М255576

библиотеке МВТУ

ка

ОСОКИН Ю. А.

1255576

Иванова Т.М. Теоретическо

В в е д е н и е

С развитием вакуумной техники, химической и других отраслей промышленности увеличивается потребность в устройствах для передачи движения в изолированное пространство. Промышленность предъявляет к герметичным вводам самые разнообразные требования. Это обуславливает большое разнообразие существующих вводов.

В последнее время все большее применение в сверхвысоковакуумной аппаратуре находят цельнометаллические вводы. Они позволяют получить разряжение до $10^{-10} \pm 10^{-11}$ мм.рт.ст. К цельнометаллическим вводам относятся вводы-сильфонного, магнитного и волнового типов. К последним принадлежит исследуемая в реферируемой работе волновая трубчатая муфта.

Волновая трубчатая муфта является сравнительно новой конструкцией. Она имеет ряд существенных преимуществ по сравнению с сильфонными и магнитными вводами. В настоящее время известно несколько промышленных применений муфты. В МИЭМе и МВТУ им.Баумана проводились экспериментальные исследования, подтвердившие ее работоспособность и целесообразность практического применения как герметичного ввода малонагруженных приводов. Однако практическое внедрение волновой трубчатой муфты сдерживается из-за отсутствия методики ее расчета а также из-за недостаточного объема экспериментальных исследований.

Отсюда цель реферируемой работы.

1. Разработка методики расчета волновой трубчатой муфты.
2. Разработка рекомендаций по выбору геометрических параметров муфты.
3. Исследование основных характеристик муфты: упругих, компенсационных и предохранительных свойств, КПД и др.
4. Проведение ресурсных испытаний некоторых образцов муфт.

Волновая трубчатая муфта была запатентована в 1964г. в США Дэвидсом. Принципиальная схема муфты представлена на рис. 1. Она состоит из тонкостенного цилиндра 1 и двух одинаковых волновых генераторов 2 и 3. Один из генераторов соединен с ведущим, а другой с ведомым валами. В среднем сечении

цилиндр разделен гибкой диафрагмой 4. Диафрагма выполняется как единое целое с цилиндром (например приваривается) и разделяет два пространства "А" и "В".

Волновой генератор в простейшем виде представляет собой водило с двумя роликами. Размер по роликам L больше внутреннего диаметра недеформированного цилиндра на некоторую величину $2w_0$ (w_0 — величина радиального перемещения по большой оси овала).

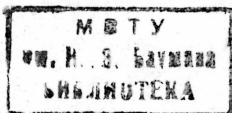
Если в один конец цилиндра вставить волновой генератор, он придаст его поперечному сечению форму овала, большая ось которого совпадает с осью генератора (рис. 1 вид С). В силу того, что образующие цилиндра остаются прямыми, а среднее сечение, благодаря диафрагме, сохраняется круглым, деформация передается на другой конец цилиндра повернутой на 90° (вид Д). При повороте генератора на некоторый угол, овалы левого и правого торцов повернутся на тот же угол. Следовательно, если в оба конца цилиндра вставить одинаковые волновые генераторы перпендикулярно друг к другу и один из них вращать, то другой будет вращаться с той же скоростью. Сам цилиндр при этом остается неподвижным, но каждая точка его поверхности совершает колебательное движение.

График радиальных перемещений при деформации изображен на рис. 2. Он выражается некоторой остановленной волной. При вращении генераторов волна деформации бежит по окружности гибкого цилиндра. Поэтому трубчатая муфта относится к классу волновых.

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

Перпендикулярность генераторов сохраняется только во время холостого хода муфты. При приложении нагрузки она нарушается. Угол, на который отклоняются генераторы от перпендикулярного положения, будем называть углом закручивания муфты γ .

С увеличением нагрузки угол γ увеличивается и при достижении передаваемым моментом некоторой критической величины происходит так называемый "проскок", при котором ведущий вал вращается, а ведомый стоит до тех пор, пока не будет устранена перегрузка. Поэтому трубчатая муфта может быть использована как предохранительная. Кроме того, благодаря наличию гибкого элемента, она обладает свойствами упругих и компенсирующих муфт.



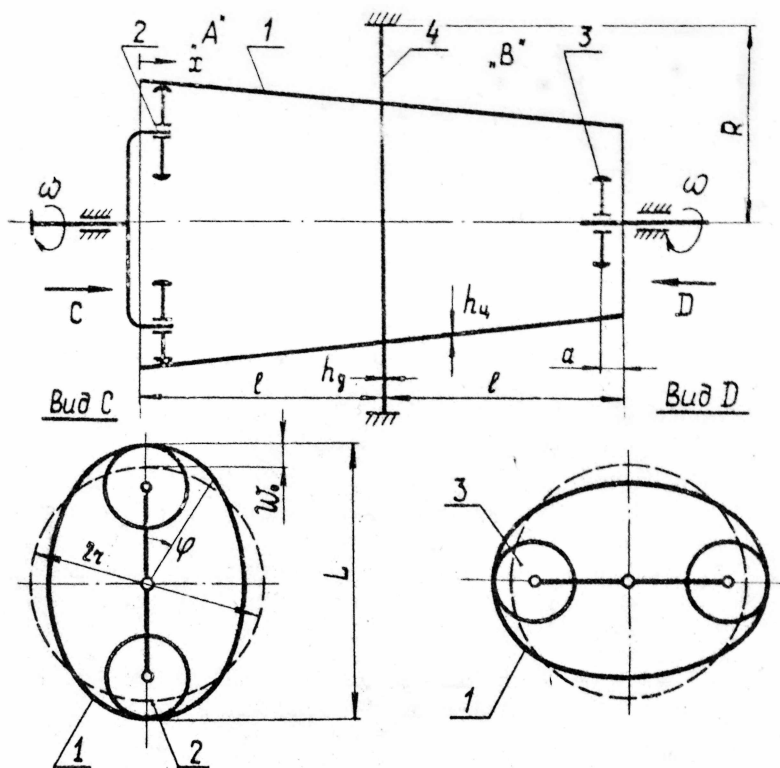


Рис. 1

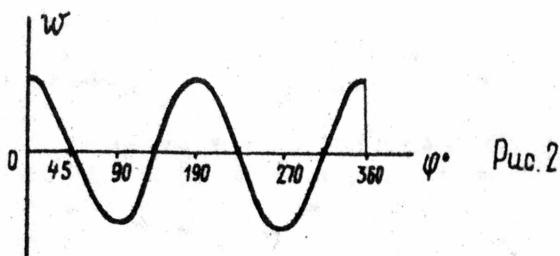


Рис. 2

Г л а в а I. Объекты и методы исследования

Дается описание разработанных нами экспериментальных установок и методики экспериментальных исследований. Дается оценка точности измерений. Приводится описание различных конструкций испытанных муфт.

В процессе работы проводились статические и динамические испытания.

При статических испытаниях проводились следующие измерения:

1. по определению формы деформации цилиндра;
2. по измерению сил, действующих на генераторы;
3. по определению нагрузочной способности муфты в зависимости от ее геометрических параметров;
4. по определению напряжений, возникающих в цилиндре и диафрагме муфты;
5. по снятию характеристик жесткости муфты.

В задачу динамических испытаний входило:

1. определение КПД муфты;
2. изучение влияния нагрузки, скорости вращения а также несоосности валов генераторов на КПД муфты;
3. проведение ресурсных испытаний.

Г л а в а II. Теоретическое и экспериментальное исследование волновой трубчатой муфты (без диафрагмы)

Волновая трубчатая муфта представляет собой цилиндрическую оболочку, разделенную в среднем сечении гибкой круглой пластиной. Действие каждого генератора можно заменить парой сосредоточенных сил. Угол между парами сил изменяется в зависимости от нагрузки муфты. Таким образом по виду нагружения наша оболочка является оболочкой с несимметричной нагрузкой.

Такие задачи относятся к классу сложных задач теории пластин и оболочек. Чтобы на первом этапе упростить исследование, мы заменили гибкую диафрагму жесткой шайбой, охватывающей цилиндр. При этом его среднее сечение оставалось круглым.

В нашем решении используется полубезмоментная теория оболочек, на основании которой были получены общие уравнения

Деформации цилиндрической оболочки двумя сосредоточенными силами P

$$\begin{aligned} w &= - \sum_{\kappa=2,4,\dots}^{\infty} \kappa \left\{ C_{1\kappa} V_1(\beta_{\kappa} x) + C_{2\kappa} V_2(\beta_{\kappa} x) + C_{3\kappa} V_3(\beta_{\kappa} x) + \right. \\ &\quad \left. + C_{4\kappa} V_4(\beta_{\kappa} x) - \frac{2PK^3}{\pi E n_4 z^3 \beta_{\kappa}^3} V_4[\beta_{\kappa}(x-a)] \right\} \cos \kappa y, \\ v &= \sum_{\kappa=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ C_{1\kappa} V_1(\beta_{\kappa} x) + C_{2\kappa} V_2(\beta_{\kappa} x) + C_{3\kappa} V_3(\beta_{\kappa} x) + \right. \\ &\quad \left. + C_{4\kappa} V_4(\beta_{\kappa} x) - \frac{2PK^3}{\pi E n_4 z^3 \beta_{\kappa}^3} V_4[\beta_{\kappa}(x-a)] \right\} \sin \kappa y, \\ u &= - \sum_{\kappa=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\beta_{\kappa}}{\kappa} \left\{ -4 C_{1\kappa} V_4(\beta_{\kappa} x) + C_{2\kappa} V_1(\beta_{\kappa} x) + C_{3\kappa} V_2(\beta_{\kappa} x) + \right. \\ &\quad \left. + C_{4\kappa} V_3(\beta_{\kappa} x) - \frac{2PK^3}{\pi E n_4 z^3 \beta_{\kappa}^3} V_3[\beta_{\kappa}(x-a)] \right\} \cos \kappa y, \end{aligned} \quad (I)$$

где w , v и u - радиальные, окружные и осевые перемещения цилиндра;

V_1, V_2, V_3, V_4 - функции Крылова от аргументов $\beta_{\kappa} x$ и $\beta_{\kappa}(x-a)$; $\beta_{\kappa} = \frac{\kappa}{z} \sqrt{\left(\frac{n_4}{z}\right)^2 \frac{(\kappa^2-1)^2}{48}}$;

$C_{1\kappa}, C_{2\kappa}, C_{3\kappa}, C_{4\kappa}$ - постоянные, определяемые из граничных условий.

Симметричность конструкции позволила нам рассмотреть только одну половину муфты как оболочку, нагруженную двумя сосредоточенными силами. Влияние второй половины учитывалось в граничных условиях, зависящих от угла между генераторами (от нагрузки муфты). Сформулировать граничные условия оказалось возможным лишь для двух крайних положений генераторов - 1) генераторы перпендикулярны ($\gamma = 0^\circ$); 2) генераторы параллельны ($\gamma = 90^\circ$).

Для этих крайних положений, на основании уравнений (I), мы смогли определить силы, действующие на генераторы (P_{min} для первого положения и P_{max} - для второго)

$$P_{min} = \frac{0,086 E n_4^{3/2} w_0}{z^{3/2}} \left(\sum_{\kappa=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\kappa [\Psi_{1\kappa} V_1(\beta_{\kappa} a) - \Psi_{2\kappa} V_2(\beta_{\kappa} a)]}{(\kappa^2-1)^{3/2}} \right)^{-1};$$

$$P_{max} = \frac{0,086 E n_4^{3/2} w_0}{z^{3/2}} \left(\sum_{\kappa=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\kappa [\Psi_{1\kappa} V_1(\beta_{\kappa} a) - \Psi_{2\kappa} V_2(\beta_{\kappa} a)]}{(\kappa^2-1)^{3/2}} \right)^{-1}; \quad (2)$$

совпадает с осью генератора. Поэтому линия действия силы P , совпадающая с нормалью к деформированной поверхности, не проходит через центр овала. Образуется плечо δ , а следовательно, и крутящий момент

$$M = 2P\delta \quad (4)$$

Чтобы определить нагрузочную способность муфты (величины P и δ), надо найти аналитическое выражение формы окружной деформации цилиндра в зависимости от угла закручивания муфты.

Для решения этой задачи мы представили радиальные перемещения на каждом торце цилиндра как результат сложения двух перемещений — от левого и от правого генераторов. При этом было сделано допущение, что в рассматриваемом диапазоне длин ($0,6d < \ell < 1,5d$) деформация полностью передается с одного торца цилиндра на другой повернутой на $< 90^\circ$. Наши измерения показали, что это допущение не вносит существенных погрешностей.

Таким образом, было получено выражение для определения суммарных перемещений

$$w_c = w_0 [(1 - \varphi_\gamma) \varphi_{1, \gamma} + \varphi_{1, \varphi + \gamma}] \quad (5)$$

где $\varphi_\alpha = \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\gamma}{\pi}\right)^{-1} \left(\sin \alpha + \frac{\pi}{2} \cos \alpha - \alpha \cos \alpha - \frac{\gamma}{\pi}\right)$

(α — любой интересующий нас угол).

Выражение (5) позволяет на основании зависимостей полубезмоментной теории определить плечо действия сил δ .

$$\delta = -w_0 \frac{\partial \varphi_\gamma}{\partial \gamma} \quad (6)$$

Затем, рассмотрев изменение радиальных перемещений вдоль образующих цилиндра при $0^\circ < \gamma < 90^\circ$, мы разделили эти перемещения на перемещения, полученные за счет поворота и за счет изгиба образующих. Это дало возможность, используя полученные выше зависимости для двух крайних положений генераторов, найти приближенное выражение для определения сил, действующих на генераторы муфты в промежуточных положениях.

$$P = 0,25 P_{\min f_1(\gamma)} + P_{\max f_2(\gamma)}, \quad (7)$$

где $f_1(\gamma) = [(2 - \varphi_{\gamma})(\varphi_{\gamma/2} - \varphi_{\pi/2 - \gamma/2})]^2$, $f_2(\gamma) = [(1 - \varphi_{\gamma})(\varphi_{\pi/4 - \gamma/2} + \varphi_{\pi/4 + \gamma/2})]^2$,

Знак (-) для $\gamma \leq 45^\circ$; (+) - для $\gamma > 45^\circ$.

Имея зависимости сил P и плеча b от угла закручивания муфты γ , мы смогли получить выражение для определения момента, передаваемого муфтой, в зависимости от ее геометрических параметров и от угла γ .

$$M = 0,086 \tau^3 E \left(\frac{w_0}{z} \right)^2 \left(\frac{h_u}{z} \right)^{3/2} \left\{ 0,5 f_1(\gamma) + \right. \\ \left. + \left[\sum_{k=2,4}^{\infty} \frac{k \{ \psi_{1k} V_1(\beta_k \alpha) - \psi_{2k} V_2(\beta_k \alpha) \}}{(\kappa^2 - 1)^{3/2}} \right]^{-1} + 2 f_2(\gamma) \left[\sum_{k=2,4}^{\infty} \frac{k \{ \psi_{3k} V_1(\beta_k \alpha) - \psi_{4k} V_2(\beta_k \alpha) \}}{(\kappa^2 - 1)^{3/2}} \right]^{-1} \right\} \left(\frac{\partial M}{\partial \gamma} \right)$$

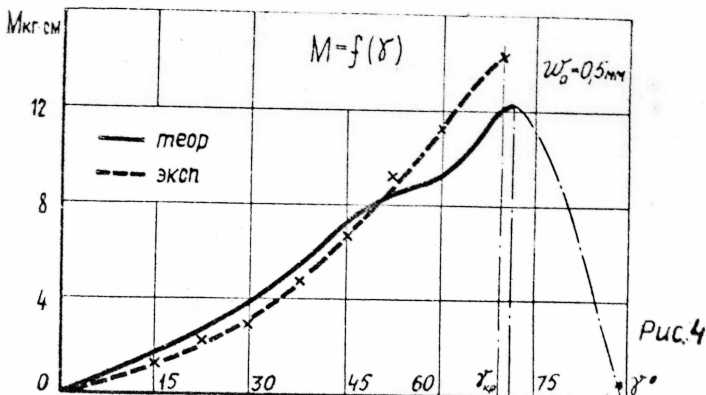
Для определения максимального момента, передаваемого муфтой, надо в выражение (8) подставить значение угла проскока

$\gamma = \gamma_{кр}$, определяемое из уравнения $\partial M(\gamma) / \partial \gamma = 0$. В работе дано графическое решение этого уравнения. Приведенный график дает возможность определить $\gamma_{кр}$ (а, следовательно, и M_{max}) для муфт с различными параметрами.

Зависимость (8) сложна для расчета. Нами были проведены многочисленные теоретические и экспериментальные исследования влияния геометрических параметров муфт на величину передаваемого момента. На основании этих исследований удалось упростить формулу (8) и получить приближенную зависимость для оценки максимального момента

$$M_{max} \approx 4,2 E \tau^3 \left(\frac{w_0}{z} \right)^2 \cdot \left(\frac{h_u}{z} \right)^{5/2} \cdot \left(\frac{z}{\ell} \right) \quad (9)$$

Полученные в главе II основные теоретические зависимости были проверены экспериментально. В качестве примера дано уравнение расчетной и экспериментальной зависимостей $M = f(\gamma)$ для муфт с параметрами: $z = 30$ мм, $\ell = 60$ мм, $h_u = 1,3$ мм. Совпадение можно считать удовлетворительным.



Г л а в а Ш. Теоретическое и экспериментальное исследование влияния диафрагмы на величину момента, передаваемого волновой трубчатой муфтой

Вопрос о влиянии диафрагмы на деформацию цилиндра относится к довольно сложным задачам теории пластин и оболочек. В данной работе дано лишь приближенное решение этого вопроса, удовлетворяющее требованиям практической задачи, стоящей перед нами в связи с исследованием волновой трубчатой муфты.

Очевидно, что установка диафрагмы несколько увеличит жесткость системы. Мы условно разделили работу диафрагмы на две составляющие:

- 1) диафрагма работает как рассмотренная выше майба на части перемещения $K_g \omega_0$;
- 2) диафрагма работает как заделка на остальной части перемещения $(1-K_g) \omega_0$.

Здесь K_g — коэффициент влияния диафрагмы. Он определяется через энергию деформации диафрагмы. На основании теории круглой пластины, используя условия сопряжения цилиндра с диафрагмой, мы определили форму деформации внутренней и наружной частей диафрагмы в зависимости от угла закручивания муфты γ^* .

$$\left. \begin{aligned} \omega_g^6 &= \frac{K_g \omega_0}{2z} \left(\rho^2 - \frac{\rho^4}{z^2} \right) f_{\text{ноб}}(\varphi^*, \gamma^*); \\ \omega_g^H &= \frac{K_g \omega_0}{2\ell g} (\alpha \rho^2 - b \rho^{-2} + c \rho^4 - d) f_{\text{ноб}}(\varphi^*, \gamma^*); \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где ρ и φ^* - полярные координаты,
 α, β, c, d - коэффициенты зависящие от соотношения
 радиусов цилиндра и диафрагмы R/z ;

$$f_{\text{пов}}(\varphi^*, \gamma) = 0.5[(1 - \varphi_{\gamma})(\varphi_{1, \varphi^* - \gamma_1} - \varphi_{1, 90 - \varphi^*}) + \varphi_{1, \varphi^*} - \varphi_{1, 90 - \varphi^* - \gamma_1}]$$

Общая энергия деформации находилась как сумма энергий
 внутренней и наружной частей, определенных по формам деформации.

$$V_g = V_g^B + V_g^H = \frac{\pi D_g K_g w_0^2}{\ell^2} f_3(\gamma) f(R, z), \quad (\text{II})$$

где D_g - жесткости диафрагмы;

$$f_3(\gamma) = \cos^2 2\gamma \cdot \cos^2 \gamma + 2 \sin^2 2\gamma;$$

$$f(R, z) = 1 + \frac{1}{4g^2} [a^2(1 + \gamma)(R^2 - z^2) - b^2(1.67 - \gamma)(R^6 - z^6) + c^2(6.67 + 4\gamma)(R^8 - z^8) + 2ab(1 + \gamma)(R^4 - z^4) - 32bc \ln \frac{R}{z}]$$

Можно полагать, что дополнительная энергия, затраченная на деформацию диафрагмы, равна энергии деформации цилиндра в условиях заделки на перемещении $(1 - K_g)w_0$. Это позволило нам определить K_g .

$$K_g = \frac{P_{\text{max}} - \sqrt{P_{\text{max}} \frac{\pi D_g w_0}{2 \ell^2} f_3(\gamma) f(R, z)}}{P_{\text{max}} - \frac{\pi D_g w_0}{2 \ell^2} f_3(\gamma) f(R, z)} \quad (\text{I2})$$

Далее получено аналитическое выражение для определения момента, передаваемого муфтой с диафрагмой

$$M_g = 2[C, 25 P_{\text{min}} K_g f_1(\gamma) + P_{\text{max}} K_g f_2(\gamma) + P_{\text{max}} (1 - K_g)] \times (-K_g w_0 \varphi_{\gamma}) \quad (\text{I3})$$

Проведено исследование зависимости передаваемого момента от коэффициента K_g . Установлено, что при $K_g \geq 0.8$ диафрагма практически не снижает передаваемый муфтой момент. Величина

K_g определяется толщиной диафрагмы и отношением радиусов R/z . Влияние этих величин взаимосвязано. Чем больше толщина диафрагмы h_g , тем больше нужно брать ее радиус R по условию передачи максимального момента и наоборот.

Проведенный анализ позволил сделать следующие выводы:

1. для получения максимального передаваемого момента

- коэффициент K_g должен быть не менее 0,8;
2. если параметры диафрагмы выбраны так, что $K_g \geq 0,8$, то практически она мало влияет на характеристики муфты и при расчетах можно пользоваться упрощенными формулами, не учитывающими K_g , которые были получены в главе II для муфты без диафрагмы.

Г л а в а IV. Теоретическое и экспериментальное исследование напряженного состояния волновой трубчатой муфты

В реферируемой работе получены выражения для определения напряжений, возникающих в цилиндре и диафрагме волновой трубчатой муфты.

Наибольший интерес с точки зрения напряженного состояния представляют два сечения цилиндра:

- 1) место соединения цилиндра с диафрагмой $x = \ell$;
- 2) сечение, в котором установлен генератор $x = a$ (см. рис. I).

В первом сечении решающими являются осевые напряжения σ_x

$$\sigma_x = 1,66E \left(\frac{h_g}{\ell} \right) \left(\frac{\omega_0}{\ell} \right) \left(\sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{K \psi_{2k} V_1(\beta_k a) - \psi_{2k} V_2(\beta_k a)}{(K^2 - 1)^{3/2}} \right)^{-1} \times$$

$$\times \{ 4\psi_{22} V_3(\beta_2 \ell) - 4\psi_{42} V_4(\beta_2 \ell) - V_2[\beta_2(\ell - a)] \} f_{uz}(\varphi^*, \gamma); \quad (14)$$

где

$$f_{uz}(\varphi^*, \gamma) = 0,5 [(1 - \varphi_{\gamma}) (\varphi_{1\varphi^*, \gamma} + \varphi_{190-\varphi^*, \gamma}) + \varphi_{1\varphi^*, \gamma} + \varphi_{190-\varphi^*, \gamma}]$$

Во втором - окружные напряжения σ_{φ} ,

$$\sigma_{\varphi} = -0,5E \left(\frac{h_g}{\ell} \right) \left(\frac{\omega_0}{\ell} \right) f_{\sigma_{\varphi}}(\varphi^*, \gamma); \quad (15)$$

где

$$f_{\sigma_{\varphi}}(\varphi^*, \gamma) = [(1 - \varphi_{\gamma}) (\varphi_{1\varphi^*, \gamma} + \varphi_{1\varphi^*, \gamma}) + \varphi_{1\varphi^*, \gamma} + \varphi_{1\varphi^*, \gamma}]$$

В диафрагме определяющими являются радиальные напряжения σ_r

$$\sigma_r^b = \frac{E h_g \omega_0}{2 \ell^2} \left[(1,3 - 6,6 \frac{\rho^2}{\ell^2}) f_{m\sigma}(\varphi^*, \gamma) + 0,3 (1 - 2 \frac{\rho^2}{\ell^2}) \frac{\partial^2 f_{m\sigma}(\varphi^*, \gamma)}{\partial \varphi^{*2}} \right];$$

$$\sigma_r^H = \frac{E h_g \omega_0}{2 \ell^2} \left[(1,3 a - 2,7 \beta \rho^{-4} + 6,6 c \rho^2) f_{m\sigma}(\varphi^*, \gamma) + \right. \quad (16)$$

$$\left. + 0,5 (a - \beta \rho^{-4} + c \rho^2 - d \rho^{-2}) \frac{\partial^2 f_{m\sigma}(\varphi^*, \gamma)}{\partial \varphi^{*2}} \right]$$

В работе даны расчетные и экспериментальные зависимости напряжений от угловой координаты φ , угла закручивания γ и показано распределение напряжений по длине цилиндра и по радиусу диафрагмы. Показано, что максимальные напряжения в цилиндре возникают при $\gamma = 90^\circ$, то есть при буксовании муфты. Наиболее опасным сечением диафрагмы является место соединения ее наружной части с цилиндром, причем максимальные напряжения возникают при $\gamma = 30^\circ$.

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований влияния геометрических параметров муфты на величину передаваемого ею момента, а также исследования напряженного состояния муфты, в работе даны рекомендации по выбору оптимальных геометрических параметров:

$$\xi = \frac{\ell}{z} = (1,7 + 2,0); \quad \xi_n = \frac{h_n}{z} = (0,02 + 0,06); \quad R = (1,70 + 2,25)z; \quad a \leq 0,1\ell;$$

$h_g \leq h_n$ — выбирается по условию газопроницаемости и по технологическим соображениям. Большому значению h_g соответствует большее значение R .

Г л а в а У. Экспериментальное исследование рабочих характеристик волновой трубчатой муфты

Исследовалась характеристика жесткости муфты. Значительная нелинейность характеристики и большая величина максимального угла закручивания (порядка 70°) позволяют сделать вывод, что волновые трубчатые муфты обладают хорошей способностью сглаживать пиковые и ударные нагрузки.

Проводились исследования, подтвердившие, что муфта обладает хорошей компенсирующей способностью, а также может быть использована в качестве надежного устройства, защищающего объект от перегрузок.

Исследовалось влияние нагрузочного момента и скорости вращения на КПД муфты. Эксперименты проводились для муфт с роторными и дисковыми генераторами. Испытания показали, что при номинальной нагрузке КПД муфты достигает 0,95–0,96. При высоких скоростях КПД несколько уменьшается, оставаясь в целом достаточно высоким.

Были проведены ресурсные испытания нескольких образцов муфт при нагрузках $M_n = (5 + 10)$ кгсм и скорости вращения $n = 1000$ об/мин. Испытания показали необходимость применения

подкладных колец повышенной твердости. Это позволяет избежать расклатки цилиндра генераторами. Муфты с подкладными кольцами выдержали $5 \cdot 10^7$ циклов перемены напряжений. Следов разрушений обнаружено не было.

При ресурсных испытаниях показана также возможность изготовления муфты методом пайки цилиндра с диафрагмой.

Методика расчета муфты

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований была разработана предлагаемая в реферируемой работе методика расчета волновой трубчатой муфты. Она состоит из прикладного расчета, в котором по приближенной формуле

$$\tau = \sqrt{1,7 M_{\max} \xi_c n^2 E (\xi_c^2 \xi_h^2)^{-1}} \quad (I7)$$

определяют ориентировочный радиус цилиндра в зависимости от момента нагрузки и исходя из условия прочности муфты (n - коэффициент запаса по усталостной прочности). Затем по рекомендациям назначают остальные геометрические параметры муфты. Величину деформации определяют по формуле

$$w_c = \xi_c \tau^2 (2,6 E h_u n)^{-1} \quad (I8)$$

После этого по точным формулам производят проверку максимального момента.

В методику входит также прочностный расчет, состоящий из расчета на усталостную (при рабочей нагрузке) и статическую (при проскоке) прочность. В работе даны таблицы и графики, облегчающие расчет, а в приложении - программа для машинного счета и пример расчета муфты.

Основные выводы

В диссертационной работе изложены результаты теоретического и экспериментального исследования волновой трубчатой муфты.

I. Разработана методика расчета муфты:

- а) получены аналитические соотношения для определения крутящего момента, передаваемого муфтой, в зависимости от ее конструктивных параметров;
- б) проведено аналитическое исследование оптимальных соотношений конструктивных параметров, обеспечивающих передачу муфтой максимального момента;
- в) выполнено теоретическое исследование напряженного состояния гибкого элемента муфты. Получены аналитические зависи-

мости для расчета напряжений в цилиндре и диафрагме муфты;
г) даны рекомендации по выбору геометрических параметров муфты;

д) все теоретические исследования подтверждены экспериментально;

е) для облегчения расчетов составлена программа для машинного счета.

2. Проведены эксперименты по определению КПД муфты. Исследовано влияние нагрузки, скорости вращения и несоосности валов генераторов на КПД.

3. Исследованы компенсирующие и упруго-предохранительные свойства муфты.

4. Проведены ресурсные испытания некоторых образцов муфт.

В результате проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Волновая трубчатая муфта работоспособна и обладает рядом положительных качеств по сравнению с другими.

2. Долговечность трубчатой муфты значительно (на порядок и более) превосходит долговечность наиболее распространенных в настоящее время сильфонных вакуумных вводов.

3. Трубчатая муфта обладает сравнительно высоким КПД - порядка $0,90 \pm 0,95$, тогда как КПД сильфонных вводов $0,65 \pm 0,85$, а магнитных - не более $0,7$.

4. Трубчатая муфта обладает высокой компенсирующей способностью. В этом отношении она может быть сравнима с широко распространенной негерметичной оболочковой муфтой.

5. Трубчатая муфта способна работать при скоростях вращения в несколько тысяч оборотов в минуту, тогда как для сильфонов рекомендуют не более 500 об/мин.

6. Нагрузочная способность трубчатой муфты равна примерно нагрузочной способности сильфонных и магнитных вводов.

Проведенные нами исследования еще раз подтвердили целесообразность промышленного внедрения муфты в качестве ввода движения в изолированное пространство в устройствах с высоким вакуумом, химически активными средами и т.п. при сравнительно небольших нагрузках. Особенно перспективно использование волновой трубчатой муфты для передачи высоких скоростей вращения.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Иванова Т.М. Волновые муфты. Техника и наука, Профтехиздат, № 1, 1973.
2. Иванова Т.М. Волновая муфта для передачи вращения в изолированное пространство. Тезисы докладов второй научно-технической конференции "Приборостроение", 1973.
3. Иванова Т.М., Амосова Э.П. Методика расчета волновой трубчатой муфты. Известия ВУЗов Машиностроение, № 10, 1974.
4. Иванова Т.М., Чижов В.Ф., Амосова Э.П. Влияние параметров герметичного гибкого колеса на форму деформирования. Новые конструкции точных механизмов и приборов, Л., 1973.