УДК 531.746:531.3:534.833

В. М. Мусалимов, М. А. Ноздрин, Н. В. Родин

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ УПЛОТНИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА СКВАЖИННОГО ПРИБОРА

Исследована зависимость давлений, действующих на фторопластовую уплотнительную прокладку скважинного прибора. С использованием кривой Штрибека, гидродинамического уравнения Рейнольдса и задачи Буссинеска получено выражение для предельной осевой нагрузки на уплотнитель.

Ключевые слова: *скважинный прибор, фторопластовый уплотнитель, упругость, трение, кривая Штрибека, задача Буссинеска, задача Рейнольдса.*

Конструкция геотехнического зонда имеет подвижную часть (блок измерителей), которая закреплена на выходном валу блока кинематики. В связи с особенностями условий эксплуатации (наличие высокого внешнего давления и химически активной среды) необходимо защитить блок кинематики от проникновения внутрь него жидкой активной среды. Поэтому на выходной вал блока кинематики ставят уплотнительную прокладку. Материал прокладки — фторопласт с графитовыми нитями. На прокладку действует внешнее давление жидкой активной среды и внутреннее давление масла, создаваемое компенсатором (компенсатор необходим для выравнивания внешнего давления).

Для расчета предельной осевой нагрузки на уплотнительную прокладку необходимо, в зависимости от различных исходных данных, решить следующие задачи:

— нахождение эпюр граничных давлений по осевому и радиальному направлениям;

— определение гидроупругости прокладки;

— вычисление минимального значения момента, с которым необходимо затягивать гайку, прижимающую прокладку;

— определение момента трения, возникающего вследствие избыточного внешнего давления.

С точки зрения механики, уплотнители не являются чисто упругими элементами, так как, во-первых, находятся в среде со смазкой, а, во-вторых, подвергаются продольному давлению относительно вала двигателя. Исходя из этого возникает задача, при решении которой необходимо учесть взаимодействие при работе уплотнителя и вращающегося вала, торцевое давление на уплотнитель со стороны гайки, гидродинамические и реологические свойства (так как волокна находятся в жидкости).

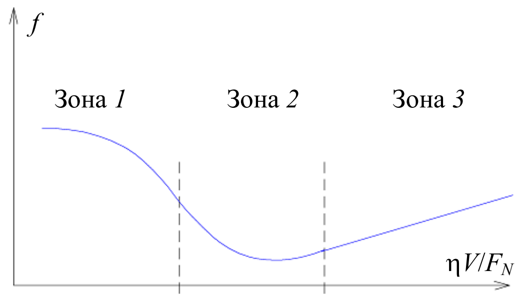

Рис. 1

Первоначально разобраться в этом вопросе помогает кривая Штрибека [1], график которой представлен на рис. 1, где η — коэффициент вязкости, V — линейная скорость движения вала, f — коэффициент трения, F_N — нормальное давление. На кривой условно выделяются три зоны: *1* — зона гидродинамической смазки, так как рассматривается взаимодействие тел на относительно большом расстоянии, когда мера шероховатости не играет роли, т.е. плоскости тел разделены смазкой и не соприкасаются; *2* — зона упругогидродинамической смазки, т.е. мера шероховатости важна, но смазка находится между взаимодействующими телами; *3* — зона граничной смазки, где наблюдаются контактные явления.

Будем рассматривать уплотнитель во второй зоне кривой Штрибека. Схема влияния на уплотнитель продольного и радиального давлений представлена на рис. 2, где q — продольное давление со стороны гайки, P — радиальное давление со стороны вращающегося вала.

Характерная особенность данной задачи — возникновение „плывущей“ зоны давления при вращении вала относительно уплотнителя. Поэтому необходимо найти соотношение между величинами P и q, учитывая возникающую вязкость, модуль упругости, коэффициент Пуассона и угловую скорость вала (ω). Проблема решается с помощью *гидродинамического уравнения Рейнольдса*

$$\frac{dP}{dx}=6\eta V\frac{1}{h^2}, \tag{1}$$

где $h=h(P)$ — радиальное перемещение уплотнителя, $\eta=\eta(P)$, и *уравнения теории упругости*, которое в локальном приближении имеет следующий вид:

$$h=\frac{x^2}{2r}+h_{\text{упр}},$$

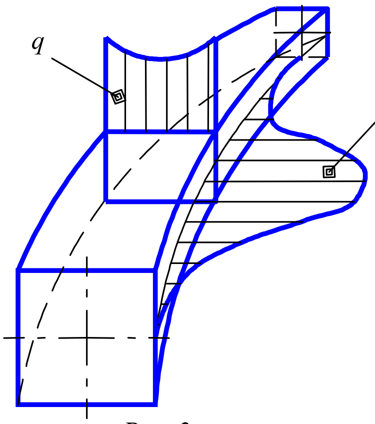

Рис. 2

где r — радиус кривизны; x — координата локального приближения; $h_{\text{упр}}$ — упругая составляющая, определяемая с помощью решения задачи Буссинеска [2]:

$$\sigma_r=\frac{-3+\mu}{4\pi}\frac{P\cos\theta}{r};\quad \sigma_\theta=\frac{-1-\mu}{3+\mu}\sigma_r,$$

здесь σ_r, σ_θ — нормальные напряжения, имеющие направления параллельно цилиндрическим координатным осям r, θ и действующие по перпендикулярным площадкам, для которых внешние нормали соответственно параллельны осям r, θ; μ — коэффициент Пуассона.

Определим локальные перемещения для каждой точки уплотнителя по внутреннему радиусу $r_{\text{вн}}$ его кольца с использованием закона Гука в полярных координатах:

$$\varepsilon_r=\frac{1}{E}(\sigma_r-\mu\sigma_\theta)=\frac{1}{E}\left(\frac{-3+\mu}{4\pi}-\mu\frac{1+\mu}{4\pi}\right)\frac{P\cos\theta}{r},$$

где $\varepsilon_r=\dfrac{\partial u_r}{\partial r}$ — радиальная деформация уплотнителя; E — модуль упругости; u_r — радиальное перемещение:

$$u_r=\int\varepsilon_r dr=A\int\frac{dr}{r}=A\ln r\Big|_{r_{\text{н}}}^{r_{\text{вн}}}, \tag{2}$$

здесь A — константа интегрирования, $r_{\text{н}}$ — наружный радиус кольца.

Равенство (2) выполняется для каждой точки $u_r=h$.

Далее определяется значение угла θ^* из следующих формул:

$$r_{\text{вн}}\theta^*=x,\quad \cos\theta^*=\cos\left(x/r_{\text{вн}}\right).$$

Перейдем теперь к рассмотрению решения задачи. Для этого перепишем формулу Рейнольдса (1).

Известна формула зависимости вязкости от давления:

$$\eta(P)=\eta_0 e^{\psi P},$$

где η_0 — вязкость при отсутствии давления; ψ — пьезокоэффициент вязкости; эта формула является решением дифференциального уравнения

$$\frac{d\eta}{dP}=\psi\eta_0 . \tag{3}$$

Перемножив выражения (1) и (3), получим

$$\frac{d\eta}{dx}=\psi\omega\eta^2\frac{1}{h^2} . \tag{4}$$

Далее, из выражения (4) необходимо получить зависимость вязкости и продольного давления со стороны гайки.

Представим радиальное давление в экспоненциальном виде:

$$P=P_0e^{-\beta q} ,$$

где P_0 — начальное давление, β — коэффициент релаксации уплотнителя.

После преобразований получим

$$\int\limits_{\eta_0}^{\eta}\frac{d\eta}{\eta^2}=\int\limits_{x_0}^{x}\psi\omega r_{\text{вн}}\frac{dx}{h^2} ,$$

где радиальное перемещение уплотнителя определяется как

$$h=\frac{x^2}{2r_{\text{вн}}}-\frac{1}{E}\frac{\cos\theta\cdot P_0e^{-\beta q}}{r_{\text{вн}}}\left(\frac{-3+\mu}{4\pi}+\mu\frac{\mu+1}{4\pi}\right)\ln\frac{r_{\text{н}}}{r_{\text{вн}}}\cos\frac{x^2}{r_{\text{вн}}} .$$

Для удобства вычислений обозначим

$$B=\frac{1}{E}\frac{\cos\theta\cdot P_0e^{-\beta q}}{r_{\text{вн}}}\left(\frac{-3+\mu}{4\pi}+\mu\frac{\mu+1}{4\pi}\right)\ln\frac{r_{\text{н}}}{r_{\text{вн}}} .$$

Разложив в ряд

$$\cos\frac{x^2}{r_{\text{вн}}}=\sum_{k=0}^{\infty}(-1)^k\frac{x^{2k}}{2k!}=1-\frac{x^4}{2r_{\text{вн}}^2} ,$$

получим

$$h=\frac{x^2}{2r_{\text{вн}}}-B\left(1-\frac{x^4}{2r_{\text{вн}}^2}\right),$$

тогда

$$\int\limits_{x_1}^{x}2\omega r_{\text{вн}}\frac{dx}{h^2}=\frac{\psi\omega}{r_{\text{вн}}}\int\limits_{x_1}^{x_2}\frac{dx}{x^4\left(\frac{r_{\text{вн}}-2B-r_{\text{вн}}B}{4r_{\text{вн}}}\right)-B^2-B^2x^2} .$$

Обозначим

$$C=\frac{r_{\text{вн}}-2B-r_{\text{вн}}B}{4r_{\text{вн}}} ,$$

тогда решение данного интеграла будет иметь следующий вид:

$$K\int\frac{dx}{a+bx+cx^4}=\frac{1}{4cq^3\sin l}\left(\sin\frac{l}{2}\ln\frac{x^2+2qx\cos\frac{l}{2}+q^2}{x^2-2qx\cos\frac{l}{2}+q^2}+2\cos\frac{l}{2}\operatorname{arctg}\frac{x^2-q^2}{2qx\sin\frac{l}{2}}\right),$$

где

$$q = \sqrt[4]{\frac{a}{c}}, \quad l = 2a(n-1)(b^2 - 4ac), \quad \cos l = -\frac{b}{2\sqrt{ac}}.$$

Данные расчета коэффициентов βq и η приведены ниже.

βq	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
η	0,078	0,091	0,094	0,096	0,097	0,0976	0,0979	0,0982	0,099

На рис. 3 представлен график зависимости коэффициента вязкости η от приведенного коэффициента релаксации βq. Характер зависимости явно нелинейный, но эта нелинейность приходится на интервал неустановившегося режима. Начиная от значения $\beta q = 0,4$ зависимость явно линейная. Эта линейная зависимость определяется тангенсом угла наклона α, где $\alpha = \alpha(E, \mu, \omega, r)$ — функция модуля упругости, коэффициента Пуассона, угловой скорости вала и геометрических параметров уплотнителя. Поэтому целесообразно принять линейную зависимость

$$q\alpha\beta = \eta,$$

откуда получаем выражение для определения предельной осевой нагрузки:

$$q = \frac{\eta}{\alpha\beta}.$$

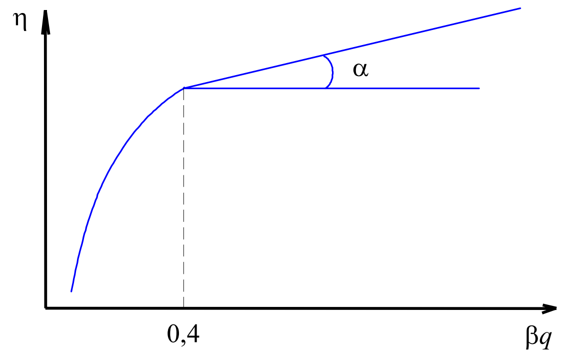

Рис. 3

Из этого выражения следует, что давление на уплотнитель должно обеспечивать равномерность распределения смазки, компенсацию внешнего осевого и радиального давлений. Причем давление q является функцией характеристики смазки, физико-механических характеристик материала уплотнителя и кинематических характеристик относительного движения вала.

Итак, сформулированы задачи, связанные с динамическим анализом уплотнительного элемента скважинного прибора; использование кривой Штрибека способствовало ограничению круга решаемых упругодинамических задач; использование достижений в области теории упругости (задача Буссинеска) и механики жидкости (задача Рейнольдса) позволило рассчитать предельную осевую нагрузку на уплотнительный элемент.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по триботехнике / Под общ. ред. *М. Хебды, А. В. Чичинадзе*. Варшава, 1989. Т. 1; М.: Машиностроение, 1990. Т. 2; 1992. Т. 3.

2. *Безухов Н. И.* Примеры и задачи по теории упругости, пластичности и ползучести. М.: Высш. школа, 1965. 320 с.

Сведения об авторах

Виктор Михайлович Мусалимов — д-р техн. наук, профессор; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: musalimov@mail.ifmo.ru

Михаил Александрович Ноздрин — канд. техн. наук, доцент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: m_nozdrin@mail.ru

Николай Владимирович Родин — студент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: rus-orthodox@bk.ru

Рекомендована кафедрой мехатроники

Поступила в редакцию 15.06.09 г.