

- оптимизация конструктивных параметров, т.е. исследование зависимости давления от шага винта его хода, диаметров винта и нагнетательного патрубка, осевых сил толкателя и винта.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Устройство для подачи бетонной смеси: а.с. 1052637 СССР, МКИ 3 E 04 G 21/04 /В.Я.Морев; Ярославский промстройпроект. -

№ 3427059; заявл. 19.04.82; опубл. 07.11.83// Открытия. Изобрет. - 1983. - № 41. - С. 35.

2. Устройство для подачи бетонной смеси: пат. 9576 Респ. Беларусь, МПК6 E04 G 21/04/ В.И. Есавкин, В.А. Ранский; заявитель Брестский гос. технический ун-т. - № а 20050680; заявл. 07.07.05; опубл. 03.30. 07// Афіцыйны бюл./Нац центр. Інтэлектуальны ўласнасці. - 2007. - № 4 (57) - С. 154.

Материал поступил в редакцию 16.10.08

ESAVKIN V.I., RANSKIJ V.A. THE DEVICE FOR SUBMISSION OF A CONCRETE MIX

The object of the research: operational parts of screw conveyers, screw extruders and concrete pumps. A screw – piston device, which allows to increase compacting and pressure capacity has been developed. Dependence of technical parameters on design has been determined and directions of further research have been established.

УДК 539.3

Громько О.В., Санюкевич Ф.М.

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ТИПА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК

Введение. Среди задач, связанных с проектированием различных узлов машин, важное место занимают задачи расчета элементов конструкций типа оболочек вращения. Локально нагруженные цилиндрические оболочки широко распространены в пневмо- и гидросистемах в качестве ограждений узлов и различных конструктивных элементов машин.

Исследование напряженно-деформированного состояния оболочек проводилось на основе теории оболочек с конечной сдвиговой жесткостью [1]. Для замкнутой в окружном направлении оболочки все факторы напряженно-деформированного состояния представлялись в форме тригонометрических рядов Фурье относительно окружной координаты.

Методика исследований. Основные соотношения для n -й гармоники разложений записывались в векторно-матричной форме [2]. Путем исключения внутренних сил и моментов система уравнений равновесия элемента оболочки была сведена к системе обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка относительно вектора перемещений $\{U\} = (u \ v \ \omega \ \vartheta \ \psi)^T$:

$$[A_1] \frac{d^2}{dx^2} \{U\} + [A_2] \frac{d}{dx} \{U\} + [A_3] \{U\} = \{q\}, \quad (1)$$

где $[A_1]$, $[A_2]$, $[A_3]$ – матрицы коэффициентов системы пяти дифференциальных уравнений (1) размерности (5×5) ; x – меридиональная (продольная) координата оболочки;

$\{q\} = (q_1 \ q_2 \ q_n \ m_1 \ m_2)^m$ – вектор внешних распределенных нагрузок.

Матричное уравнение (1), дополненное граничными условиями, образует краевую задачу, которая решалась методом конечных разностей [3]. В соответствии с принципом суперпозиции задача о напряженно-деформированном состоянии оболочки решалась независимо для каждой n -й гармоники разложений внешней нагрузки в ряды Фурье, а результаты решения в перемещениях были получены суммированием функциональных коэффициентов рядов для перемещений по всем вычисленным гармоникам разложения. Полученное поле перемещений характеризует деформированное состояние оболочки. Внутренние силы и моменты в оболочке определялись с использованием физических соотношений [2] на основе вычисленных перемещений и деформаций.

Рассматривалась консольно закрепленная гладкая оболочка.

Дополнительно исследовалось напряженно-деформированное состояние подкрепленной кольцом на свободном краю цилиндрической оболочки. Этой расчетной схеме на практике соответствует большое число различных элементов пневматических и гидравлических систем, а также других деталей машин в форме оболочек.

Одним из наиболее сложных расчетных случаев является случай нагружения оболочки на свободном краю системой сосредоточенных нагрузок. Например, сосредоточенная радиальная сила P является одной из основных нагрузок, определяющих напряженно-деформированное состояние оболочки вблизи области ее приложения или вблизи кольца, к которому она приложена. Учет силы P проводился через граничные условия. Если распределенные нагрузки отсутствуют, то вектор $\{q\}$ в системе дифференциальных уравнений (1) полагается нулевым.

Как показали исследования, в разложении сосредоточенной силы P в ряды Фурье достаточно удержать 100 членов. Погрешность в этом случае не превышала 3-5 % при удалении от точки приложения силы P на расстояние, не превышающее $(3-4)h$, где h – толщина оболочки.

Проведены вычисления для оболочки и кольца с различными параметрами. На рис. 1-3 представлены результаты для оболочки с параметрами $L/R = 3$ и $R/h = 50$ (L , R – соответственно длина и радиус оболочки) и с кольцом квадратного поперечного сечения размером $0,5h \times 0,5h$. Расчеты проведены в предположении, что кольцо наделено всеми жесткостными характеристиками. Результаты приведены для нулевого меридиана, проходящего через точку приложения сосредоточенной силы P .

Отметим, что наиболее напряженной зоной исследуемой оболочки является зона, примыкающая к области приложения нагрузки P . По мере удаления от нее напряжения изгиба быстро уменьшаются, поэтому на графиках представлены результаты лишь для области

$(0 \leq \frac{x}{R} \leq 0,04 \frac{L}{R})$. Как показали исследования, внутренние по-

гонные усилия (меридиональное T_1 и окружное T_2) определяют напряжения растяжения-сжатия примерно на порядок меньше, чем напряжения изгиба. На рис. 1-3 сплошной линией отмечены результаты расчета неподкрепленной оболочки, штриховой – оболочки с кольцом. Подкреплением оболочки кольцом, обладающим малой жесткостью, не приводит к существенному изменению напряженно-

Громько Олег Владимирович, к.т.н., доцент Белорусского национального технического университета.

Беларусь, БНТУ, 220013, г. Минск, пр. Независимости, 65.

Санюкевич Федор Михайлович, к.т.н., профессор кафедры технической эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, ул. Московская, 267, 224017, г. Брест.

деформированного состояния. Если оболочка подкреплена кольцом с поперечным сечением размером $20h \times 20h$, то деформированное состояние изменяется значительно (штрихпунктирная линия на рис. 1).

Результаты приведены в безразмерной форме, что позволяет использовать их для оценки напряженно-деформированного состояния ряда геометрически подобных конструктивных элементов. Безразмерный прогиб оболочки в направлении радиуса определяется соотношением

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{B} = \frac{\pi R^2}{P} \frac{E}{12(1-\nu^2)} 10^2, \quad (2)$$

где E, ν – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала,

из которого выполнена оболочка; $\bar{M}_1 = \frac{M_1}{P/\pi}$ – безразмерный про-

дольный момент; $\bar{M}_2 = \frac{M_2}{P/\pi}$ – окружной момент. Максимальные

напряжения изгиба вычисляются по известным формулам:

$$|\sigma_{M_1}| = 6 M_1 / h^2, \quad |\sigma_{M_2}| = 6 M_2 / h^2.$$

Поскольку пневмо- и гидросистемы нагружены распределенными силами давления, их также необходимо учитывать при расчете таких конструкций. Оценку напряженно-деформированного состояния в этом случае можно получить численно на основе изложенного подхода, если в системе дифференциальных уравнений (1) учесть вектор распределенных нагрузок $\{q\}$. Другим путем является расчет по аналогичным зависимостям безмоментной или полубезмоментной теории оболочек [4] и уточнение решения с использованием численных решений в зоне приложения локальных сил.

Заключение. Расчет оболочек, являющихся элементами машин, по допускаемым напряжениям предполагает обеспечение необходимого запаса прочности. Предложенный подход позволяет провести такой расчет. Это способствует повышению надежности деталей машин, имеющих форму оболочек вращения.

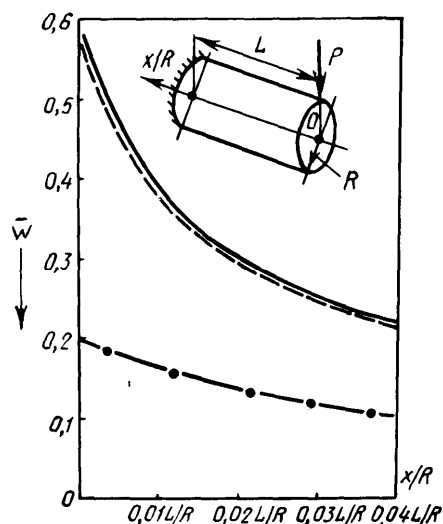


Рис. 1. Изменение безразмерного прогиба $\bar{\omega}$ вдоль образующей оболочки и расчетная схема

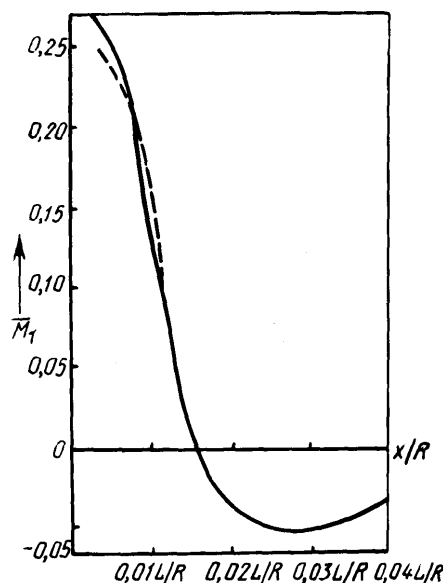


Рис. 2. Изменение безразмерного продольного момента \bar{M}_1 вдоль образующей оболочки

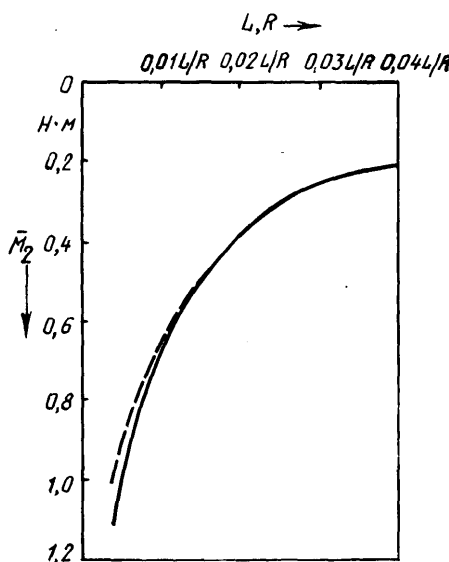


Рис. 3. Изменение безразмерного продольного момента \bar{M}_2 вдоль образующей оболочки

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пелех Б.Л. Теория оболочек с конечной сдвиговой жесткостью. – Киев: Наук. думка, 1973 – 248 с.
2. Громыко О.В. Исследование элементов тонкостенных конструкций образованных системой стержней, с использованием континуальной модели// Сб. науч. тр. МВТУ им. Н.Э.Баумана. – 1982. – № 373. – С. 72-79.
3. Рихтмайер Р., Мортон К. Разностные методы решения краевых задач. – М.: Мир, 1972. – 418 с.
4. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций: Статика. – М.: Машиностроение, 1977. – 488 с.

Материал поступил в редакцию 16.10.08

GROMYKO O.V., SANUIKEVICH F.M. IS INTENSE - IS DEFORMED A CONDITION OF DETAILS OF MACHINES SUCH AS CYLINDRICAL ENVIRONMENTS

The paper describes the tension of smooth cylindrical shell and that of the shell with an additional ring. This load diagram corresponds in practice to hydraulic and pneumatic systems' components as well as other machine parts in the cylinder shape.