

также их концентрация в зоне контакта (рис. 12).

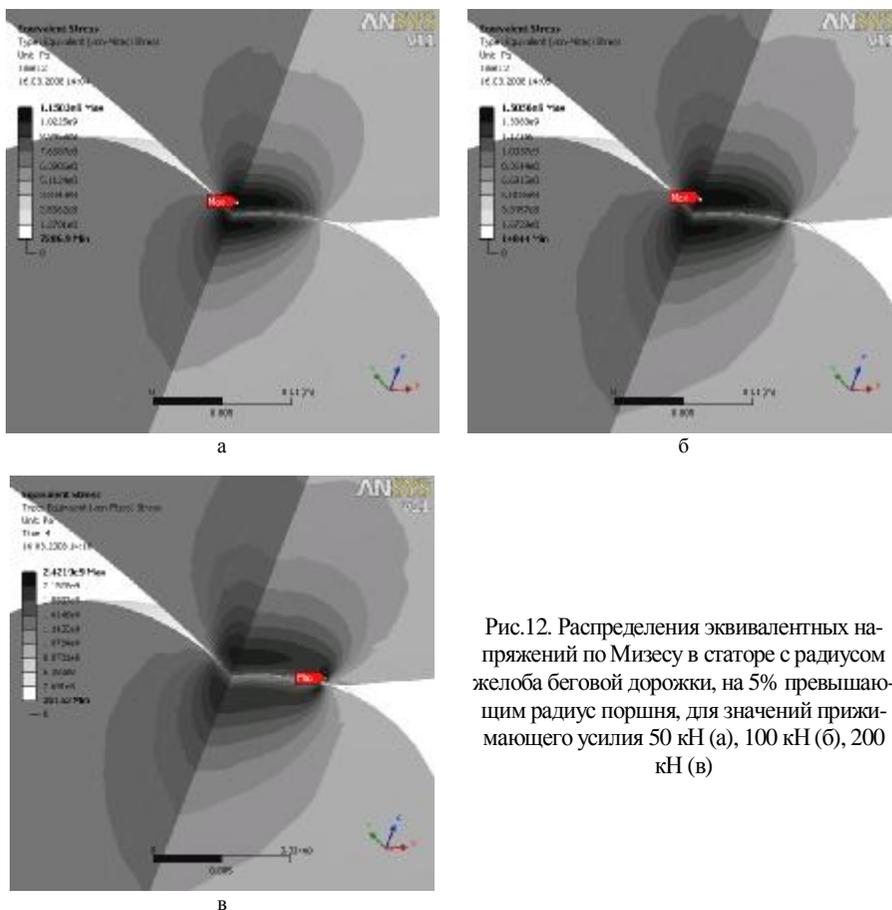


Рис.12. Распределения эквивалентных напряжений по Мизесу в статоре с радиусом желоба беговой дорожки, на 5% превышающим радиус поршня, для значений прижимающего усилия 50 кН (а), 100 кН (б), 200 кН (в)

**Заключение.** На примере частного класса профилей беговых дорожек было продемонстрировано применение предложенного подхода к синтезу и анализу механизмов с деталями сложной формы. В его рамках анализ контактного взаимодействия тел различной формы производится несколькими методами. Предварительное их сравнение на серии тестовых задач позволило выделить области и порядок их применения, что дает возможность в дальнейшем обоснованно использовать их как инструмент анализа, встроенный в общий исследовательский цикл при проектировании ГОП с повышенной нагрузочной способностью и долговечностью их подвижных элементов, таких как поршни гидронасоса и гидромотора. Вместе с этим рассмотрен ряд частных вопросов выбора параметров беговых дорожек ГОП и, в частности, зави-

симости величины концентрации контактных давлений на ее скруглениях при действии повышенных нагрузок в системе „поршень – статор”.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что предложенный подход дает возможность эффективно проводить анализ контактного взаимодействия элементов радиальных гидрообъемных передач и может быть реализован при создании специализированной системы проектирования этого класса устройств. При этом предпочтительным является использование многоуровневых моделей всех трех рассмотренных типов с учетом ограничений, определенных в работе. Можно заключить, что предложенная ранее [1,2] технология совместного применения метода Герца, полуаналитических решений и метода конечных элементов является достаточно универсальной и гибкой для анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел, в частности, элементов гидропередач при проведении многовариантных исследований напряженно-деформированного состояния.

**Список литературы:** 1. *Ткачук Н.Н.* Оценка контактных напряжений в сопряжении сложнопрофильных деталей // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2006. – Вып. 24. – С.138-152. 2. *Ткачук Н.Н.* Особенности построения дискретных моделей тел с кинематически генерируемыми поверхностями // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2006. – Вып. 33. – С.133-152. 3. *Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В., Истратов А.В., Богачев С.В., Лизунов К.М.* Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень // Механіка та машинобудування.– 2004.– №1. – С.14-21. 4. *Hertz H.* Über die Berührung fester elastischer Körper // J. Reine Angew. Math. – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171. 5. *Li J., Berger E.J.* A boussinesq-cerruti solution set for constant and linear distribution of normal and tangential load over a triangular area // J. Elast. – 2001. – Iss. 63. – pp. 137-151. 6. *Li J., Berger E.J.* A semi-analytical approach to three-dimensional normal contact problems with friction // Comp. Mech. – Iss. 30. – 2003. – PP. 310-322. 7. *Джонсон К.* Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.

Поступила в редколлегию 17.03.08

УДК 539.3:621.01

**А.Д. ЧЕПУРНОЙ**, докт. техн. наук, председатель правления – директор ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь, **Т.В. ПОЛИЩУК**, зам. генерального директора ОАО „Азовобщемаш”, г. Мариуполь, **Н.А. ТКАЧУК**, докт. техн. наук, зав. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМА НАКЛОНА ПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ

У статті представлені загальні теоретичні основи для розв’язання задачі оптимального проектування механізму нахилу плавильної печі. Задача передбачає розгляд комплексу критеріїв та обмежень, аналіз процесів та станів, визначення значущих факторів, формування простору узагальнених параметрів. Запропоновано узагальнений багатоступінний алгоритм визначення раціональних конструктивних схем, структури силових елементів та їхніх параметрів.

In the article general theoretical bases are presented for the solution of optimum design task of mechanism of smelter's tilting gear. The task foresees consideration of complex of criteria and limitations, analysis of processes and states of determination of meaningful factors of forming of space of the generalized parameters. The generalized multistage algorithm of determination of rational structural charts, structure of power elements and their parameters are offered.

**Введение.** При проектировании механизма наклона плавильной печи (МНПП) [1-4] возникает многокритериальная задача обоснования структуры самого механизма, его основных параметров, а также конструктивных схем и параметров силовых элементов конструкций. Проектируемая электроплавильная печь предназначена для функционирования в составе линии непрерывного литья и проката заготовок в ЗАО „АзовЭлектроСталь”. Сам характер работы линии формирует особые требования как к техническим характеристикам печи, так и к надежности ее работы, к долговечности и ресурсу наиболее нагруженных и ответственных элементов конструкции. Условия многофункционального сопряжения печи с другими элементами линии формируют определенные требования в виде выполнения некоторых равенств, сформированных относительно характеристик состояния (в основном – кинематические характеристики, определяющие углы слива шлака и металла, а также ход силового цилиндра механизма наклона плавильной печи, длина катания опор печи и т.д.). Требования по производительности печи порождают условия относительно предельных силовых факторов в сопряжениях элементов печи (усилия в шарнирах от совместного воздействия веса металлоконструкции печи, теплозащиты и расплавленного металла, по-разному распределенные в определенных моменты циклограммы работы печи). Механические характеристики материалов создают множество ограничений на величины напряжений в металлоконструкции МНПП и контактных давлений в сопряжениях цилиндрических составляющих коромысел с опорными поверхностями. Соответственно, естественное требование минимальной металлоемкости и стоимости печи формулируется в задачу минимизации массы или стоимости изготовления механизма наклона плавильной печи.

Все описанные критерии и ограничения записываются совместно с операторным представлением физико-механических процессов и состояний. При этом учитывается то или иное число факторов, определяющее, в основном, подходы к решению получаемых задач. Отмеченные особенности возникающей задачи оптимального проектирования механизма наклона плавильной печи формируют достаточно сложную проблему формализации всех критериев, ограничений, моделей, методов и алгоритмов, которые в совокупности составляют теоретическую основу решения актуальной и важной задачи обоснования проектных параметров и конструктивных схем МНПП. Разработка общих подходов к решению этой задачи и является целью данной статьи.

**Постановка задачи.** При решении такой сложной задачи, как оптимальный синтез механизма наклона плавильной печи с учетом большого комплекса критериев, ограничений, факторов и процессов необходимо привлекать общие системные подходы [5]. В то же время эти подходы в данном случае недостаточно применить только к анализу и синтезу самой конструкции.

Предлагается в расширение традиционного системного подхода рассмотреть с этих позиций все компоненты решаемой задачи: пространство кинематических схем механизма  $K$ ; систему нагрузок в сопряжениях элементов механизма наклона плавильной печи  $Q$ ; пространство конструктивных схем  $S$  и обобщенных параметров  $P$ ; множество перемещений элементов МНПП как твердого тела  $W$  и упругих перемещений элементов конструкции  $U$ ; массив внешних нагрузок  $f$ ; множество технических характеристик  $T$  и характеристик состояния  $H$ ; множество критериев  $I$  и ограничений  $G$ ; совокупность операторов  $L$ , описывающих физико-механические процессы, протекающие в процессе эксплуатации плавильной печи.

Ставится задача определения таких оптимальных  $K^*, S^*, P^*$ , которые удовлетворяют следующим соотношениям:

$$I(K^*, S^*, P^*) \rightarrow \min; \quad (1) \quad G(H) \geq 0; \quad (2)$$

$$T \geq \tilde{T}; \quad (3) \quad L(U, W, S, P, f, t) = 0, \quad (4)$$

где  $\tilde{T}$  – заданные техническим заданием нижние уровни технических характеристик;  $t$  – время.

**Методы и подходы к решению задачи.** Формально соотношения (1)-(4) представляют собой задачу нелинейного программирования [6, 7], для решения которой в общем виде произвольной структуры  $I, H, L$  не существует универсальных методов решения. Однако в данном конкретном случае, применяя расширенный системный подход, задачу можно декомпозировать на локальные подзадачи и подсистемы, связанные общим подходом к решению глобальной задачи для всей системы. Предлагается несколько срезов, в которых можно рассматривать задачу (1)-(4).

**Срез 1. Разделение процессов и состояний.** Рассматриваемый объект с точки зрения описания физико-механических процессов допускает разделение на следующие процессы и состояния:

$$L_1(W, S, K, P, t) = 0; \quad (5) \quad L_2(Q, W, S, K, P, f) = 0; \quad (6)$$

$$L_3(U, W, Q, S, P, f) = 0. \quad (7)$$

В результате вместо единого оператора  $L$  можно рассматривать совокупность операторов:  $L_1$  описывает кинематику механизма при заданной его структуре  $S$  и обобщенных параметрах  $P$  [8]; оператор силового анализа  $L_2$  описывает уравнения статического равновесия системы в различные моменты, соответствующие различным  $W$  [9], и оператор напряженно-деформированного состояния  $L_3$  описывает распределение упругих перемещений  $U$  и напряжений  $\sigma(U)$  в элементах металлоконструкций [10]. Здесь в уравнениях (5)-(7)  $S, P, f$  считаются заданными. В (5)  $W$  является искомым,

а в (6), (7) – параметром. В (6) искомым является распределение усилий  $Q$ , а в (7) они служат параметром. Также в (7) искомыми выступают распределения упругих перемещений элементов исследуемой конструкции.

Важно отметить два существенных обстоятельства.

1. Естественно, что в общем случае во всех операторах  $L_1, L_2, L_3$  необходимо рассматривать  $U, W, Q$  в качестве наборов переменных состояний:

$$\tilde{L}_i(W, U, Q, S, P, t) = 0, i = 1, 2, 3; \quad (8)$$

однако в силу слабого влияния отдельных переменных представляется возможным редуцировать операторы (8) к виду (5)-(7).

2. Несмотря на использование отмеченной выше операции редуцирования, система уравнений (5)-(7) оказывается связанной и по параметрам, и по переменным состояниям (хотя по последним – только в направлении

$$L_1 \rightarrow L_2 \rightarrow L_3). \quad (9)$$

Таким образом, рассматривая срез процессов и состояний, удалось развести задачи анализа, представив задачу (4) в виде линейной последовательности задач (9). Прямым обобщением такого подхода является организация итерационного процесса уточнения переменных состояний в ходе заикливания  $L_3 \rightarrow L_1$  и установления критерия окончания итераций, однако, учитывая, что упругие перемещения вследствие деформации конструкции механизма наклона плавильной печи намного меньше его перемещений как твердого тела, в первом приближении представляется достаточно обоснованным ограничиться однократной цепочкой (9).

**Срез 2. Срез критериев и ограничений.** Любая оптимизационная задача содержит в том или ином виде один или несколько критериев (1) для поиска оптимального или рационального варианта конструкции. Соответственно множество допустимых  $S, K, P$ , в пространстве которых осуществляется поиск, задается ограничениями (2), (3). При задании нескольких критериев один из путей сведения задачи к классической является формирование путем свертки в сумму с соответствующими весовыми коэффициентами  $\alpha_i$  комплексного функционала качества  $I$  проектируемой конструкции. В данном случае, когда речь идет о проектировании механизма наклона плавильной печи,

$$I = \sum \alpha_i I_i \quad (10)$$

может содержать слагаемые  $I_i$ , соответствующие массе МНПП, стоимости, техническим характеристикам и т.д.

В качестве ограничений выступают: требования соответствия кинематики процесса наклона плавильной печи ограничениям, заданным техническим заданием; ограничения на величины усилий  $Q$  в сопряжениях МНПП между

собой и с другими элементами печи; прочностные и жесткостные ограничения и т.д. В общем случае  $I, G, T$  в (1)-(3) являются зависимыми от  $H(U, W), S, K, P$ . В результате и ограничения, и критерии могут иметь достаточно сложную зависимость от параметров и характеристик. В целях их упрощения предполагается рассматривать только критериальные и ограничительные зависимости следующих типов:

$$I(S, K, P); G(H(U, W, Q)); T(U, W). \quad (11)$$

В зависимостях (11) аргументы являются различными, и, что видно, на текущем этапе решения элементы внутри каждого комплекта аргументов предполагаются независимыми. В связи с этим удается разделить процессы построения  $I, G, T$ , что существенно упрощает процедуру решения, а, кроме того, независимость аргументов в (11) дает возможность использовать их в качестве текущего псевдобазиса при организации процедур варьирования аргументов.

**Срез 3. Срез кинематических  $K$  и конструктивных схем  $S$  и обобщенных параметров  $P$ .** Описание кинематической схемы механизма  $K$  является основным из первичных исходных данных, определяющих последующие этапы решения общей задачи проектирования механизма наклона плавильной печи. Естественно, что для выполнения функционального назначения проектируемого механизма можно предположить несколько вариантов кинематической схемы. Попадая первоначально в уравнение (5), она влияет на решение всех последующих задач анализа и синтеза, даже если не фигурирует в них явно, поскольку определяет „скелет” конструкции. Конструктивное решение  $S$ , в свою очередь, является определяющим с точки зрения геометрии отдельных конструктивных элементов проектируемого объекта, а параметры  $P$  конкретизируют все их размеры и сопряжения.

**Срез 4. Срез технических характеристик и характеристик состояний.** Решение задачи анализа (4) (или совокупности задач (5)-(7)) дает возможность напрямую или опосредованно определить технические характеристики и характеристики состояния  $H$ . При этом в качестве аргументов при их вычислении фигурируют и переменные состояния, и кинематические схемы, и структуры, и обобщенные параметры. Далее в зависимости от типа характеристики требуется либо ее минимизация (максимизация), и тогда данная характеристика с соответствующим весовым коэффициентом записывается в комплексный функционал качества (10), либо требуется выполнение некоторого ограничительного условия – и тогда эта характеристика переносится в множество ограничений (2) или (3). Соответственно, можно выделить характеристики, которые зависят напрямую только от переменных состояний или только от параметров, структур, схем механизма и т.д. Например, одной из характеристик состояния для проектируемого механизма наклона плавильной печи являются максимальные эквивалентные напряжения в металлоконструкции, которые напрямую

зависят от упругих перемещений точек МНПП:  $\sigma_s = \sigma(U)$ . С другой стороны, объем рабочего пространства печи напрямую зависит от варианта конструктивного решения, геометрической формы и ее размеров:  $V = V(S, P)$ . Следует отметить, что опосредованно при этом в общем случае сохраняется зависимость этих характеристик от множества аргументов, однако на отдельном текущем этапе итерационного процесса уточнения проекта можно полагать эту зависимость упрощенной – от одного аргумента.

**Срез 5. Срез моделей разного уровня сложности.** При моделировании физико-механических процессов в сложных объектах возникает дополнительная проблема обоснования баланса точности и сложности их численных моделей. Кроме того, что требуется моделирование различных физико-механических процессов, его к тому же необходимо проводить на множестве взаимосвязанных моделей различного уровня сложности и точности. Например, анализ кинематического процесса и силовой расчет можно проводить на упрощенных аналитических моделях или на моделях, создаваемых в системах типа CosmosMotion, MSC.ADAMS. Напряженно-деформированное состояние металлоконструкции можно исследовать на основе полуаналитических стержневых моделей или при помощи конечно-элементных моделей, созданных в программных комплексах ANSYS, NASTRAN. Контактные давления в сопряжении механизма наклона плавильной печи с опорными площадками есть возможность рассчитывать в первом приближении по соотношениям Герца на основе полуаналитического метода, основанного на решении задачи воздействия точно приложенной силы к полупространству, а также с помощью полных 3D конечно-элементных моделей в среде компьютерных систем типа Cosmos/M, ANSYS.

Описанное выше разделение моделей по уровню сложности при исследовании сложных объектов само собой разумеется. Однако обычно при этом теряется информационная связь этих моделей, причем как „по горизонтали” (между моделями различных физико-механических процессов), так и „по вертикали” (между моделями различного уровня сложности). Единственная односторонняя связь обычно присутствует только на уровне сравнения результатов расчетов.

Для устранения отмеченного недостатка предлагается использование подхода на основе теории обобщенного параметрического описания сложных механических систем [11, 12], который представляет инструмент единого моделирования разнородных моделей исследуемых объектов разного уровня сложности. При этом формализация описания объекта выносится за рамки отдельных модулей, соответствующих различным моделям, в отдельный блок моделирования, а уже в этом блоке организовывается непротиворечивое, бесконфликтное вариативное изменение обобщенных параметров. При этом организовывается серия „обратных связей” между модулями через отдельный блок обобщенного моделирования посредством представления их в виде „вход – выход”, показанных на рисунке.

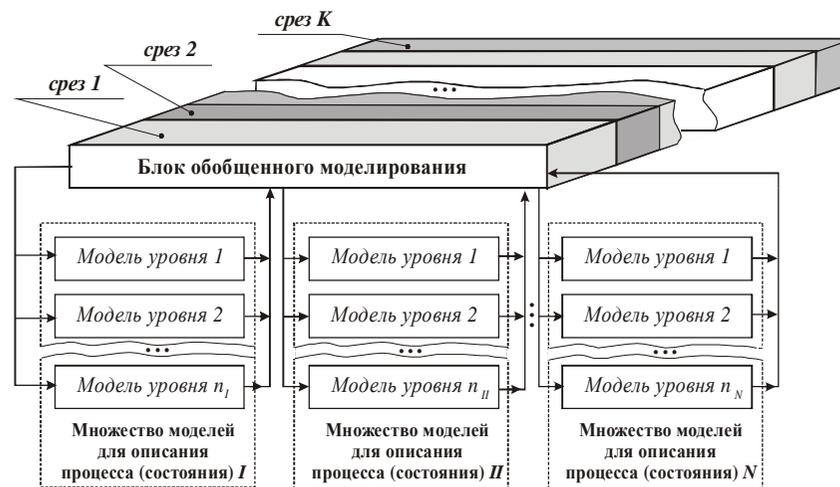


Рис. Организация обмена информацией между отдельными модулями на основе теории обобщенного параметрического описания объекта

**Заключение.** Приведенная на рисунке схема организация обмена информацией имеет неоспоримые преимущества:

- дает возможность организации вариативного исследования объекта организацией системы „обратных связей”;
- обладает возможностью интеграции моделей для описания разнородных физико-механических процессов (состояний), причем в модели могут быть объединены подмодели различного уровня (например, 1–I, 3–II, L – N);
- комплексная обобщенная модель может исследоваться как полностью, так и по отдельным срезам или их наборам.

Предложенная технология, таким образом, является эффективным инструментом решения задач анализа и синтеза сложных объектов, в т.ч. механизма наклона плавильной печи. Реализация описанной технологии на примере оптимального ее проектирования МНПП является направлением дальнейших исследований.

**Список литературы:** 1. Полищук Т.В., Пеклич М.М., Ткачук Н.Н. Кинематический и силовой расчет механизма наклона плавильной печи // Механiка та машинобудування. – 2007. – №1. – С.100-106. 2. Полищук Т.В., Ткачук Н.Н. К вопросу о кинематическом и силовом анализе механизма наклона плавильной печи // Вiсник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: „Машинознавство та САПР”. – 2007– № 29. – С.122-131. 3. Полищук Т.В. Оптимальное проектирование механизма наклона плавильной печи: модели для анализа напряженно-деформированного состояния // Вiсник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: „Динамика та мiцнiсть машин”. – 2007. – № 38. – С.129-134. 4. Полищук Т.В. Модельная задача об изгибе коромысла механизма наклона плавильной печи // Вiсник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: „Машинознавство та САПР”. – 2008. – №2. – С.125-144. 5. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход. – М.: Мир, 1981. – 456 с. 6. Сеа Ж. Оптимизация. Теория и алгоритмы. – М.: Мир, 1973. – 244 с. 7. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975.

– 534 с. **8.** Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1965. – 776 с. **9.** Лурье А.И. Аналитическая механика. – М.: ГИФМЛ, 1961. – 824 с. **10.** Лурье А.И. Теория упругости. – М.: Наука, 1970. – 940 с. **11.** Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения // Механика та машинобудування. – 2005. – № 1. – С.184-194. **12.** Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечные-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механика та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79.

Поступила в редколлегию 21.02.08

УДК 621.863

**Н.М. ФІДРОВСЬКА**, канд. техн. наук, Українська інженерно-педагогічна академія, м. Харків

### ВІСІНЕСИМЕТРИЧНИЙ СТИСК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ

У статті вирішується задача визначення прогину стінки циліндричної оболонки канатного барабана, який навантажений асиметрично, з використанням рівняння Ейлера для варіаційної задачі.

In article one should solve the problem of cylindrical casings walls sag of roped drum which is occupied with asymmetrical load using equation of Eelier for variated task.

**Постановка проблеми.** Оболонка канатного барабану у більшості випадків є циліндричною. Дія канату, який намотується на барабан, зумовлює зовнішній тиск. Міцність оболонки і її геометричні розміри повністю зумовлено величиною цього тиску.

**Аналіз попередніх досліджень.** У багатьох авторів [1-3] цей тиск приймався постійним і задача таким чином розглядалася як віссиметрична.

Але якщо врахувати наявність сил тертя між канатом і барабаном [4], то тиск буде змінюватись в залежності:

$$P = P_0 e^{-k \frac{l-x}{h} 2p}, \quad (1)$$

де  $P_0$  – максимальний тиск, який має місце в точці сходу каната з барабана;  $m$  – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном;  $k$  – коефіцієнт, який враховує геометричні та пружні властивості канату та барабану;  $l$  – довжина навивки;  $h$  – крок навивки.

Проведені експерименти різних авторів [5], [6] також підтверджують змінність тиску при навивці каната на барабан.

Поперечний згин циліндричної оболонки є досить складною задачею і розглядався багатьма авторами [7], [8], які для її розв'язання застосовували

деякі спрощення, наприклад, такі як:

- 1) оболонка в колітовому напрямку нерозтяжна;
- 2) в серединній поверхні тонкостінної конструкції здвиги відсутні.

**Формулювання цілей і матеріал досліджень.** Представимо радіальні переміщення циліндричної оболонки у вигляді функції:

$$w = f(x) \cos nj, \quad (2)$$

де  $f(x)$  – статично невизначена функція, яка змінюється впродовж осі;  $j$  – кут, який відраховується від вертикальної осі  $y$  (рис. 1);  $n$  – 2,3,4 – числа натурального ряду.

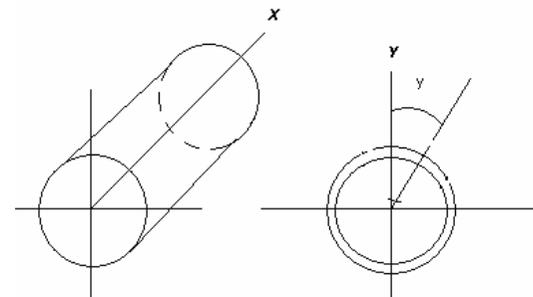


Рис.1. Розрахункова схема

Вираз для потенційної енергії  $\Gamma$  на одиницю довжини оболонки буде мати вигляд:

$$\Gamma = \int \left[ \frac{1}{2} m_\varphi \cdot x_\varphi + \frac{1}{2} m_{x\partial\partial} \cdot x_x + m_{x\varphi\partial\partial} \cdot x_x + \frac{\delta}{2} G_{x\partial\partial} \cdot \varepsilon_\varphi - m_{\varphi 0} \cdot x_\varphi \right] R \cdot d \cdot \varphi, \quad (3)$$

де  $m_j = D(x_j + hx_x)$  – загальні згинні моменти;  $D = \frac{Ed^3}{12(1-h)}$  – згибна жорсткість;  $E$  – модуль жорсткості;  $d$  – товщина оболонки;  $h$  – коефіцієнт Пуассона;  $x_j = -\frac{1}{R^2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial j^2} + w \right)$  – кривизна серединної поверхні в колітовому напрямку;  $R$  – радіус серединної поверхні оболонки;  $x_x = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$  – кривизна серединної поверхні оболонки в напрямку твірної;  $m_{x\partial\partial} = D(x_x + hx_x)$  – додаткові подовжні згинні моменти;  $m_{xj\partial\partial} = m_{j\partial\partial} = D(1-h)x_{xj}$  – додаткові