

и аналога скорости горизонтального перемещения  $\frac{d\check{\sigma}_{01}}{d\varphi}$ . Поэтому следует рассмотреть вопрос о нахождении такой формы наружной поверхности бабшака, которая смогла бы полностью или частично устранить отмеченные недостатки.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Маркеев А.П. Теоретическая механика: Учеб. пособие для университетов. - М.: Наука, 1990.; 2. Скойбеда А.Т., Скойбеда П.А., Жуковец В.Н. Кинематика шагающего колеса// Трэцяя навуковая канферэнцыя студэнтаў Рэспублікі Беларусь. Частка 5а. – Мн.: БДУ, 1997. – С.170-171.; 3. Скойбеда П.А., Жуковец В.Н. Шагающее колесо – новый способ передвижения// Материалы 52-й МНТК. Часть 2. – Мн.: БГПА, 1997. – С.73.

УДК 621.436.03:621.835-41

В.Н. Жуковец

## ОБЕСПЕЧЕНИЕ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ В КУЛАЧКОВОМ МЕХАНИЗМЕ ТНВД

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

На современном этапе развития топливоподающей аппаратуры дизельных двигателей, когда требуется увеличение давления подачи топлива с целью улучшения экономичности и экологических характеристик дизелей, возникает проблема обеспечения прочности и износостойкости в кулачковом приводе рядного топливного насоса высокого давления. Повышение давления нагнетания топлива приводит к тому, что в кулачковом механизме с роликовым толкателем резко возрастает величина контактных напряжений в зоне контакта кулачка с роликом. Поэтому при оптимизации профиля кулачка величина контактных напряжений  $\sigma_K$  по данным фирмы "Р. Бош" не должна превышать значения  $[\sigma_K] = 1500$  МПа [4].

Как известно, величина контактных напряжений вычисляется по формуле Герца [3, 4]:

$$\sigma_K = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_{\Sigma} \cdot E}{b \cdot \cos \gamma} \cdot \left( \frac{1}{r} + \frac{1}{R} \right)}; \text{ МПа.} \quad (1)$$

В формуле Герца (1):  $P_{\Sigma}$  – суммарная сила, действующая вдоль оси толкателя, Н;  $E$  – приведенный модуль упругости материалов кулачка и ролика, МПа;  $b$  – длина линии контакта кулачка с роликом, мм;  $\gamma$  – величина угла давления, радианы;  $r$  – радиус ролика, мм;  $R$  – радиус кривизны кулачкового профиля, мм. Приведенный модуль упругости определяется как:

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}; \text{ МПа.} \quad (2)$$

В выражении (2):  $E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материалов кулачка и ролика соответственно, МПа.

Из формулы (1) следует, что величина контактных напряжений в значительной степени зависит от радиуса кривизны профиля кулачка. Скачкообразное изменение радиуса кривизны, обусловленное разрывами значений аналога ускорения толкателя, приводит к нежелательным резким изменениям величины контактных напряжений. Поэтому при профилировании кулачка следует стремиться к безударному закону движения. Также очевидно, что по требованиям контактной прочности и технологии изготовления радиус кривизны профиля не должен быть чрезмерно маленьким, а сам профиль не должен иметь резких изгибов и впадин.

Следует учесть, что при решении задачи обеспечения прочности и износостойкости в кулачковом механизме основное внимание следует обращать на недопущение скольжения между кулачком и роликом [1]. Величина контактных напряжений, разумеется, не должна превышать допустимого уровня, но добиваться ее максимально возможного снижения за счет изменения геометрических параметров кулачка и ролика не следует. Во-первых, даже если при увеличении радиуса ролика и радиуса кривизны профиля кулачка произойдет уменьшение контактных напряжений, при наличии скольжения это не приведет к заметному уменьшению износа в зоне контакта кулачка с роликом [1]. Во-вторых, увеличение геометрических размеров кулачкового механизма может потребовать серьезного изменения размеров других деталей топливного насоса высокого давления. В-третьих, изменение геометрии механизма повлияет на закон движения толкателя, что может привести к снижению интенсивности процесса подачи топлива.

Вычисление радиуса кривизны кулачкового профиля представляет собой важную практическую задачу, особенно когда профиль задается не прямыми и дугами окружностей с известными радиусами, а плавными кривыми. В тех случаях, когда профиль кулачка задается в полярных координатах радиус-вектором  $\rho$  и углом  $\alpha$  (см. рис. 1), радиус кривизны представляется согласно [2] как:

$$R = \frac{\left( \rho^2 + \left( \frac{d\rho}{d\alpha} \right)^2 \right)^{\frac{3}{2}}}{\left| \rho^2 + 2 \cdot \left( \frac{d\rho}{d\alpha} \right)^2 - \rho \cdot \frac{d^2\rho}{d\alpha^2} \right|}. \quad (3)$$

Если ход прямолинейно движущегося роликового толкателя выражается в виде функции  $h = f(\varphi)$ , где  $\varphi$  – угол поворота кулачкового вала в радианах, то согласно известным в теории механизмов и машин соотношениям [3] для данного типа кулачкового механизма (при отсутствии смещения оси вращения кулачка относительно оси движения роликового толкателя) можно записать:

$$H = h + R_H + r, \quad (4)$$

$$\frac{dh}{d\varphi} = \frac{dH}{d\varphi} = H'_{\varphi}, \quad (5)$$

$$\rho = \sqrt{H^2 - 2 \cdot H \cdot r \cdot \cos \gamma + r^2}, \quad (6)$$

$$\alpha = \varphi + \arcsin \left( \frac{r}{\rho} \cdot \sin \gamma \right), \quad (7)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left( \frac{H'_{\varphi}}{H} \right), \quad (8)$$

где  $H$  – расстояние между осями вращения ролика толкателя и кулачка (отрезок  $OC$  на рис.1);  $R_H$  – радиус начальной окружности кулачка.

Таким образом, зная  $h = f(\varphi)$ ,  $R_H$ ,  $r$ , можно построить профиль кулачка через полярные координаты  $\rho$  и  $\alpha$ , используя для вычислений формулы (4) – (8). Использование формулы (3) с целью вывода аналитического выражения для радиуса кривизны  $R$  профиля кулачка приводит к чрезвычайно громоздким преобразованиям. Поэтому все производные в выражении (3) наиболее рационально определять численными методами, что может оказать серьезное влияние на точность расчетов. Также следует отметить, что при использовании формулы (3) весьма затруднено решение задачи о построении профиля кулачка по заданному закону изменения радиуса кривизны. Поэтому представляется целесообразной разработка такой методики расчета радиуса кривизны, которая позволила бы серьезно упростить указанные выше вычисления.

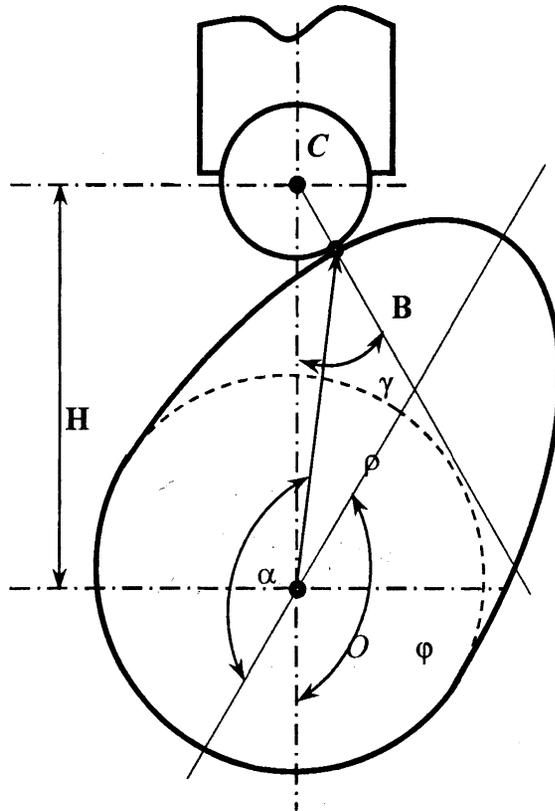


Рис.1. Кинематическая схема кулачкового механизма

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Балакин В.И., Еремеев А.Ф., Семенов Б.Н. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. – Л.: Машиностроение, 1967. – 300 с.;
2. Воднев В.Т., Наумович А.Ф., Наумович Н.Ф. Основные математические формулы: Справочник. Под ред. Богданова Ю.С. – 3-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. шк., 1995. – 380 с., ил.;
3. Колчин Н.И., Мовнин М.С. Теория механизмов и машин. Структура и кинематика механизмов. Динамика машин и трение. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 616 с.;
4. Файнлейб

Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. – Л.: Машиностроение, 1990. – 347 с.

УДК 62-235

А.И. Шарангович, О.В. Брилевский

## АНАЛИЗ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ СХЕМ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСМИССИЙ, ВЫПОЛНЕННЫХ НА ОСНОВЕ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

*Белорусский национальный технический университет  
Институт механики и надежности машин НАНБ  
Минск, Беларусь*

С целью увеличения производительности транспортных и тяговых машин, уменьшения суммарного расхода топлива, улучшения управляемости и эргономических качеств техники в последние годы на сельскохозяйственных тракторах, погрузчиках, лесных, дорожных и др. машинах крупнейшие мировые производители данного вида техники активно внедряют бесступенчатые трансмиссии. Из всех бесступенчатых передач вращательного типа объёмный гидропривод обеспечивает наилучшие массогабаритные показатели и динамические качества.

Гидрообъемные трансмиссии могут устойчиво работать в более широком диапазоне чисел оборотов, включая самые малые, позволяют наиболее простым и эффективным способом осуществить бесступенчатое регулирование скорости, в том числе автоматическое, что улучшает загрузку силового привода, облегчает разгон, увеличивает среднюю скорость движения и что не решается эффективно, например, для механических передач. И, самое главное, гидрообъемная трансмиссия позволяет сделать ведущим любое колесо и любую комбинацию колес, расширяет возможности компоновочных решений, позволяя увеличить до любых размеров клиренс.

Мировой опыт показывает, что гидрообъемная полнопоточная трансмиссия имеет определенную область использования. Однако, применение различных передаточных агрегатов, а также их расположение в силовом потоке гидрообъемных трансмиссий существенно влияет на свойства трансмиссии в целом. От схемного решения зависят главные качества трансмиссии: полный КПД, диапазон изменения передаточного отношения, масса, удобство компоновки трансмиссии, стоимость.

Существует несколько способов устранения недостатков классической полнопоточной передачи за счет возможного использования различных принципиальных схем, приведенных в таблице 1.

### ***1 Полнопоточная гидрообъемная трансмиссия на всём диапазоне регулирования.***

Использование классической полнопоточной передачи (один гидронасос и один гидромотор) в качестве трансмиссии тяговой машины даёт ряд преимуществ: плавное преобразование скорости и вращающего момента на выходе; простота управления; возможность изменения направления движения; более высокая долговечность механического тормоза; возможность обеспечения гиперболической зависимости вращающего момента от скорости при максимальной мощности; максимальное усилие по тяге при малых оборотах дизеля; свободное расположение узлов привода при компоновке. Но она имеет ряд недостатков: меньший, чем у механических передач КПД (80-85% на малой