



УДК 621.431.73
ББК 39.3

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ КУЛАЧКОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Васильев Александр Викторович

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автотракторных двигателей
Волгоградского государственного технического университета
atd@vstu.ru, vasilyev@vstu.ru
Проспект им. Ленина, 28, 400005 г. Волгоград, Российская Федерация

Бахрачева Юлия Сагидулловна

Кандидат технических наук, доцент кафедры физики и химии
Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Волгоградский филиал
bakhacheva@yandex.ru
ул. им. милиционера Буханцева, 48, 400120 г. Волгоград, Российская Федерация

Каборе Усман

Кандидат технических наук, профессор
Политехнического университета Бобо-Дьюласо
atd@vstu.ru
Бобо-Дьюласо, Буркина-Фасо

Аннотация. Приведены результаты использования численного метода для профилирования кулачков с верхним выстоем толкателя, а также при наличии ограничений на радиус кривизны профиля и контактное напряжение в сопряжении кулачок-толкатель. Показана возможность увеличения время-сечения клапана на основе применения рассматриваемого метода.

Ключевые слова: численный метод, кулачок, толкатель, контактное напряжение, кривизна профиля.

Профилирование кулачков механизма газораспределения (далее – МГР) является ответственной, сложной и трудоемкой задачей. Ее решение обусловлено многочисленными, часто противоречивыми требованиями. Важнейшим из них является максимизация время-сечения клапана, так как от этого показателя, характеризующего эффективность кулачка, в значительной степени зависит качество процессов газообмена. При этом также необходимо обеспечить выполнение ряда ограничений на кинематические, динамические, прочностные, гидро-

динамические и технологические характеристики, определяющие надежность сопряжения кулачок-толкатель и МГР в целом. Последнее обусловлено тем, что МГР, наряду с кривошипно-шатунным механизмом [7], является одним из наиболее уязвимых в ДВС: на его долю приходится до 50 % от всех отказов двигателя.

Используемые обычно при разработке профиля методы имеют в этом отношении ограниченные возможности. Дальнейшее повышение эффективности кулачков достигается на основе применения численного метода профи-

лирования [4–6; 10]. Рассмотрим полученные при этом результаты для случаев наличия верхнего выстоя толкателя, ограничения радиуса кривизны профиля, контактного напряжения в сопряжении кулачок-толкатель и коэффициента запаса усилия клапанных пружин.

Известно, что наличие верхнего выстоя толкателя способствует росту площади под кривой перемещения толкателя и, следовательно, время-сечения клапана. Однако, как правило, для таких кулачков характерна разрывная кривая ускорения толкателя, что ограничивает возможность их применения при увеличении частоты вращения распределительного вала в связи с ухудшением динамики клапанного привода. С целью устранения этого недостатка предложен безударный кулачок с верхним выстоем [3], обеспечивающий неразрывность закона изменения аналога ускорения толкателя $s''(\varphi)$ по углу поворота. Однако при этом на стыке участков движения и верхнего выстоя имеется разрыв третьей производной от перемещения толкателя по углу поворота кулачка, что повышает динамические нагрузки в приводе. Это также относится к кулачкам [1; 2], у которых участок положительного ускорения образован тремя прямолинейными отрезками.

Кроме того, закон движения толкателя для указанных кулачков [1–3] на стороне подъема или опускания состоит из нескольких макроучастков и описывается заранее заданными аналитическими зависимостями (синусоидами, косинусоидами, параболлами, прямолинейными участками). Так, участок положительных значений ускорения толкателя кулачка [3] описывается, как и у известного кулачка Курца, полуволной

синусоиды и поэтому имеет жестко заданную форму. Это в ряде случаев ограничивает возможности совершенствования газообмена, так как, например, увеличение время-сечения клапана при неизменных фазах газораспределения или сужение фаз при неизменном время-сечении может привести к значительному росту максимального значения ускорения и повышенным динамическим нагрузкам [10].

Использование численного метода профилирования позволяет на протяжении всего профиля кулачка, включая сбег и верхний выстой, обеспечить непрерывность как ускорения толкателя, так и третьей производной s''' от его перемещения по углу поворота кулачка (а при необходимости и производных более высокого порядка). В начале положительной ветви кривой ускорения толкателя задаются граничные условия (подъем, скорость и ускорение, а также высшие производные от перемещения толкателя по углу поворота кулачка), позволяющие сопрягать рабочий участок со сбегом. Для сопряжения участков подъема и опускания толкателя на вершине кулачка также обеспечивается выполнение требуемых граничных условий. В частном случае, принимая в качестве граничного условия на вершине кулачка $s'' = s''' = 0$ и учитывая в процессе пошагового синтеза профиля задаваемые ограничения на вторую, третью и четвертую производные, получаем закон движения толкателя, изображенный на рис. 1 сплошной линией. При этом плавность изменения ускорения, влияющая на динамические качества привода, и форма кривой ускорения на различных участках профиля легко варьируются из-

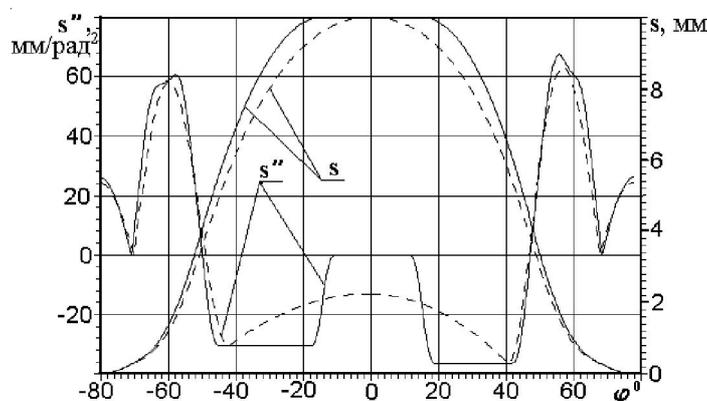


Рис. 1. Аналог ускорения $s''(\varphi)$ и перемещение $s(\varphi)$ толкателя по углу φ поворота кулачка, спрофилированного численным методом (сплошная линия), и кулачка Курца (штриховая линия)

менением упомянутых ограничений (предельных значений) высших производных.

Численное представление закона движения толкателя позволяет отказаться от заранее принятых схем аналитического описания профиля, а способ его пошагового формирования с максимизацией в каждой точке модулей положительного или отрицательного ускорения обеспечивает предельную эффективность кулачка. При этом в процессе профилирования учитываются многочисленные ограничения на характеристики профиля, определяющие работоспособность, надежность и динамические качества привода. Например, известно, что при наличии вогнутого участка профиля его минимальный по модулю радиус кривизны не должен быть меньше радиуса поверхности толкателя (или рычага), сопряженной с кулачком. Кроме того, радиус кривизны вогнутого участка профиля кулачка не может быть меньше по модулю радиуса шлифовального круга станка, используемого для обработки распределительного вала. В связи с этим существуют способы (в ряде случаев приближенные) выбора параметров привода клапана [9], обеспечивающие выпуклость профиля кулачка. Однако для традиционных методов профилирования кулачка задаваемое ограничение на радиус кривизны профиля является активным только в отдельных точках. В то же время при использовании численного метода профилирования кривая ускорения толкателя не описывается какой-либо аналитической зависимостью, а формируется численно под влиянием тех или иных требований, что повышает эффективность кулачка, так как принятые ограничения могут быть активными на участках профиля значительной протяженности.

На рис. 1 наряду с характеристиками кулачка, спрофилированного численным методом (сплошная линия), изображены характеристики выпускного кулачка двигателя 8ЧВН15/16, спрофилированного методом Курца (штриховая линия). В обоих случаях минимальный по модулю радиус кривизны ρ вогнутого участка (на положительной ветви ускорения толкателя) равен -300 мм. Но для кулачка Курца это значение имеет место только в двух точках: на стороне подъема при $\varphi = -61^\circ$ и на стороне опускания при $\varphi = 59^\circ$, в то время как для кулачка, спрофилированного численным методом,

$\rho = -300$ мм на протяжении двух участков: на стороне подъема при $-64^\circ \leq \varphi \leq -58^\circ$ и на стороне опускания при $56^\circ \leq \varphi \leq 61^\circ$. Увеличение за счет этого общего уровня положительного ускорения толкателя и соответствующее перераспределение отрицательного ускорения с учетом верхнего выстоя толкателя способствовали росту более чем на 11 % площади под кривой перемещения толкателя (и, соответственно, время-сечения клапана) для кулачка, спрофилированного численным методом, по сравнению с кулачком Курца. При этом в обоих случаях минимальное допускаемое значение аналога отрицательного ускорения толкателя составило $-30,7$ мм/рад² на стороне подъема и $-36,5$ мм/рад² на стороне опускания толкателя.

Значение радиуса кривизны ρ при формировании профиля кулачка определяется по известным формулам в зависимости от типа и размеров элементов клапанного привода [8]. Для данного случая, при использовании рычажного толкателя двигателя 8ЧВН15/16 с цилиндрической поверхностью контакта (см. рис. 2)

$$\rho = [R^2 + (dR/d\beta)^2]^{3/2} / [R^2 + 2(dR/d\beta)^2 - R(d^2R/d\beta^2)] - R_{T0} \quad (1)$$

$$R = R_0 + R_{T0} + s \quad (2)$$

где R – текущий радиус-вектор; β – угол между связанным с кулачком фиксированным радиусом-вектором (в данном случае соединяющим центр начальной окружности кулачка с его вершиной) и линией, соединяющей точки O и O_1 , через которые проходят соответственно оси вращения кулачка и цилиндрической контактной поверхности рычажного толкателя; R_{T0} – радиус контактной поверхности толкателя; R_0 – радиус начальной окружности (затылочной части) кулачка; s – перемещение толкателя.

При этом угол β связан с углом φ поворота кулачка следующим соотношением:

$$\varphi = \beta + \arccos \frac{A^2 - R_T^2 + (R_0 + R_{T0})^2}{2A(R_0 + R_{T0})} - \arccos \frac{A^2 - R_T^2 + R^2}{2AR} \quad (3)$$

где A – расстояние между осями вращения кулачка и качания толкателя; R_T – радиус качания толкателя.

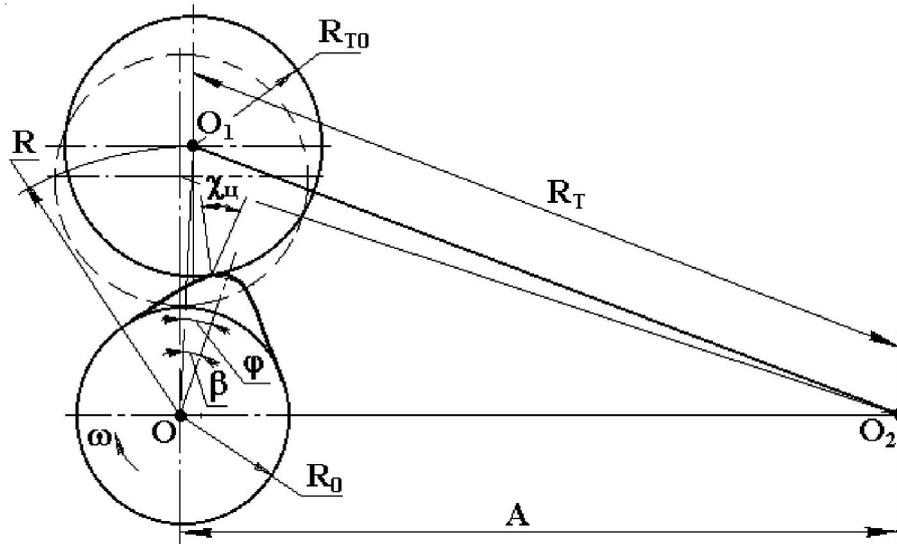


Рис. 2. Схема кулачкового механизма с рычагом, имеющим цилиндрическую поверхность контакта

Следует отметить, что авторами [1; 2] предлагалось также составлять участок положительного ускорения из двух наклонных прямолинейных отрезков, сопряженных параболой в области максимальных ускорений, с целью увеличения площади под кривой перемещения толкателя при ограничении радиуса кривизны вогнутого участка профиля. Это может приблизить получаемый при этом профиль кулачка к предельно эффективному, но не позволяет его достигнуть. К тому же весьма сложно подобрать параметры такого участка положительного ускорения толкателя, в наибольшей степени приближающие этот профиль к оптимальному, получаемому численным методом. Эта задача усложняется также и потому что характер изменения ускорения в области максимальных значений при $\rho = -300$ мм неодинаков для участков подъема ($-4^\circ \leq \varphi \leq -58^\circ$) и опускания ($56^\circ \leq \varphi \leq 61^\circ$) толкателя (см. рис. 1, сплошная линия). Последнее обстоятельство связано с тем, что на характер изменения ускорения при активном ограничении на радиус кривизны профиля существенно влияют размеры и особенности конструкции клапанного привода. Так, рассматриваемый тип толкателя характеризуется асимметрией закона качания рычага на сторонах подъема и опускания при использовании симметричного кулачка.

Сказанное относится и к результатам профилирования кулачка, полученным при ограничении контактного напряжения σ в сопря-

жении кулачок-толкатель. Величина σ также может быть вычислена в любой точке профиля по известным формулам. Например, для рычажного толкателя с цилиндрической поверхностью контакта

$$\sigma = 0,59 \sqrt{\frac{Q(1/\rho + 1/R_{T0})}{b(1/E_K + 1/E_T)}} \quad (4)$$

$$Q = (P_0 i + c s i^2 + M s'' \omega^2 i^2) / \cos \chi_{ц} \quad (5)$$

где Q – сила в контакте кулачок-толкатель, направленная по нормали к профилю; b – длина линии контакта; E_K и E_T – модули упругости материалов кулачка и толкателя; P_0 – начальное усилие клапанных пружин (при $s = 0$); i – передаточное число коромысла; c – жесткость клапанных пружин; M – масса движущихся частей механизма, приведенная к клапану; ω – угловая скорость вращения распределительного вала; $\chi_{ц}$ – угол давления для центрального профиля кулачка.

На рис. 3 сплошной линией приведены характеристики профиля кулачка, спрофилированного численным методом при ограничении $\sigma \leq 340$ МПа для схемы и размеров клапанного механизма двигателя 8ЧВН15/16. При этом на участке значительной протяженности $-39^\circ \leq \varphi \leq 43^\circ$ указанное ограничение σ является активным, и величина контактного напряжения равна предельно допустимому значению 340 МПа. Штриховой линией приведены характеристики профиля кулачка той

же угловой протяженности, у которой участок отрицательного ускорения толкателя сформирован при ограничении аналога минимального ускорения $s'' \geq -14,2 \text{ мм/рад}^2$ таким образом, что величина контактного напряжения также не превышает 340 МПа. Однако при такой форме отрицательной ветви кривой ускорения толкателя предельно допустимое значение σ достигается только в одной точке – на вершине кулачка при $\varphi = 0^\circ$, а на участках значительной протяженности $-49^\circ \leq \varphi \leq -19^\circ$ и $16^\circ \leq \varphi \leq 49^\circ$ уменьшен модуль отрицательного ускорения, что привело к уменьшению наибольшего подъема толкателя на вершине кулачка до 9,52 мм и снижению более чем на 5 % общей площади под кривой перемещения толкателя и время-сечения клапана.

Характер изменения ускорения толкателя по углу поворота кулачка при активном ограничении на контактное напряжение зависит от радиуса кривизны профиля, усилия клапанных пружин, конкретных размеров и конструктивных особенностей клапанного привода. Поэтому существующие традиционные методы профилирования, основанные на заранее заданных способах аналитического описания закона движения толкателя, позволяют профилировать кулачки, лишь в той или иной степени приближающиеся по эффективности к предельным кулачкам, получаемым численным методом. Следует также отметить, что выравнивание значений контактного напряжения в сопряжении кулачок-толкатель по углу поворота кулачка при использовании числен-

ного метода профилирования позволяет получить равнопрочный профиль в области наибольших значений σ .

Важным условием, которое необходимо учитывать при профилировании кулачков МГР, является обеспечение неразрывности звеньев клапанного механизма в процессе его работы. При недостаточной величине коэффициента запаса усилия клапанных пружин k , равного отношению действующей силы пружин к силе инерции движущихся частей механизма, приведенной к клапану, возможен разрыв кинематической цепи и неуправляемое движение клапана, в особенности при наличии интенсивных колебательных процессов в механизме. В связи с этим в ряде известных методов профилирования кулачков [1–3] предлагается такое аналитическое описание кривой ускорения толкателя по углу поворота кулачка в наиболее опасной зоне отрицательных значений ускорения, при котором модуль последнего плавно увеличивается по мере роста силы пружин в процессе ее деформации. Однако наиболее просто и точно эта задача может быть решена при использовании рассматриваемого численного метода профилирования кулачка. В процессе формирования участка отрицательного ускорения, где разрыв кинематической цепи наиболее вероятен, значение коэффициента k вычисляется по формуле

$$k = -(P_0 + csi)/(Ms''\omega^2i). \quad (6)$$

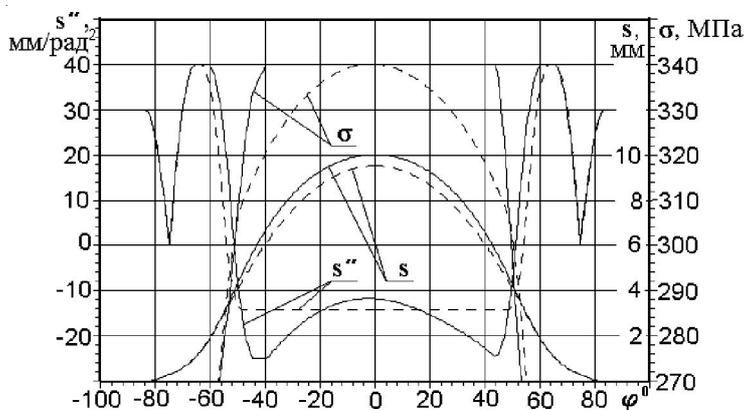


Рис. 3. Характеристики профиля кулачка по углу φ его поворота: аналог ускорения $s''(\varphi)$, перемещение $s(\varphi)$ и контактное напряжение $\sigma(\varphi)$

На рис. 4 сплошной линией приведены характеристики профиля кулачка, спрофилированного численным методом при ограничении $k \geq 3$ для схемы и размеров клапанного механизма двигателя 8ЧВН15/16. При этом на участке значительной протяженности $-24^\circ \leq \varphi \leq 24^\circ$ указанное ограничение k является активным, и величина коэффициента запаса усилия клапанных пружин равна минимальному допускаемому значению. Штриховой линией приведены характеристики профиля кулачка той же угловой протяженности, у которого участок отрицательного ускорения толкателя сформирован при ограничении аналога минимального ускорения $s'' \geq -30,5 \text{ мм/рад}^2$ таким образом, что величина коэффициента запаса усилия клапанных пружин также не меньше трех. Однако при такой форме отрицательной ветви кривой ускорения толкателя предельно допускаемое значение k достигается только в двух точках: на стороне подъема при $\varphi = -25^\circ$ и на стороне опускания при $\varphi = 25^\circ$, а на участке значительной протяженности $-25^\circ \leq \varphi \leq 25^\circ$ уменьшен модуль отрицательного ускорения, что привело к уменьшению наибольшего подъема толкателя на вершине кулачка до 8,8 мм, и снижению более чем на 8 % общей площади под кривой перемещения толкателя и время-сечения клапана.

Выполненные исследования показали преимущества численного метода профилирования по сравнению с традиционными при наличии и других требований (по гидродинамическим условиям смазки сопряжения кулачок-толкатель, углу давления), а также в

случае использования разрывной кривой ускорения. Этот метод был использован при разработке кулачков для ряда автомобильных и тракторных двигателей. Полученные результаты свидетельствуют о том, что он позволяет на основе единого подхода проектировать предельные по эффективности кулачки с учетом различных ограничений на их характеристики.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авторское свидетельство № 1624195 СССР, F 01 L 1/08. – Кулачок для привода клапана / В. И. Мороз, А. В. Братченко, А. В. Суранов. – № 4644917/06; Заявлено 01.02.89; Оpubл. 30.01.91, Бюл. № 4. – С. 96.
2. Авторское свидетельство № 1751367 СССР, F 01 L 1/08. – Кулачок механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания / В. И. Мороз, А. В. Братченко, Ю. И. Гурьев, С. А. Минак. – № 4858606/06; Заявлено 14.08.90; Оpubл. 30.07.92; Бюл. № 28. – С. 136.
3. Авторское свидетельство № 335425 СССР, F 01 L 1/08. – Кулачок для привода клапана / Я. И. Драбкин, А. М. Эфендиев. – № 1342283/24 – 6; Заявлено 24.06.1969; Оpubл. 11.04.1972, Бюл. № 13. – С. 134.
4. Васильев, А. В. Обобщенный численный метод профилирования кулачков / А. В. Васильев, Е. А. Григорьев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1999. – № 2. – С. 15–18.
5. Васильев, А. В. Повышение эффективности дизеля совершенствованием газораспределения / А. В. Васильев, Е. А. Григорьев, Е. А. Дивинский // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 6. – С. 20–22.

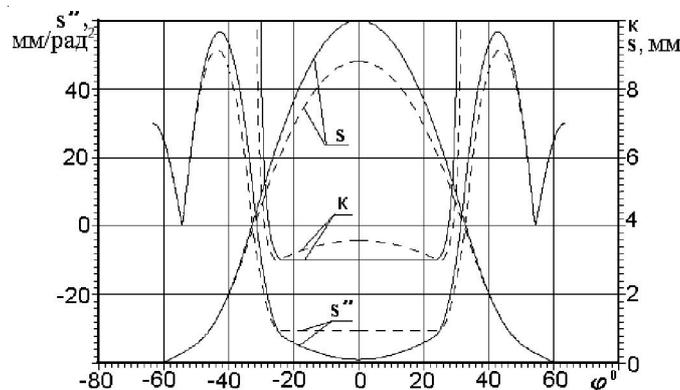


Рис. 4. Характеристики профиля кулачка по углу φ его поворота: аналог ускорения $s''(\varphi)$, перемещение $s(\varphi)$ и коэффициент запаса усилия клапанных пружин $k(\varphi)$

6. Васильев, А. В. Повышение эффективности и надежности системы газораспределения ДВС на основе комплексного подхода к синтезу ее характеристик : автореф. дисс. на соискание ученой степени д-ра техн. наук. – Волгоград, 2000.

7. Григорьев, Е. А. Влияние числа и расположения цилиндров и кривошипов на уравновешенность и массогабаритные показатели двигателей / Е. А. Григорьев, А. В. Васильев, К. О. Долгов // Двигателестроение. – 2004. – № 3. – С. 13–15.

8. Корчемный, Л. В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя : Кинематика и ди-

намика / Л. В. Корчемный. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1981. – 191 с.

9. Корчемный, Л. В. Определение параметров привода клапана, обеспечивающих выпуклость профиля кулачка распределительного вала /Л. В. Корчемный, В. Д. Казакова // Автомобильная промышленность. – 1977. – № 11. – С. 8–11.

10. Патент Российской Федерации № 1740711, 5F 01 L 1/08. – Кулачок привода клапана / Е. А. Григорьев, А. В. Васильев. – № 4795185/06 ; Заявлено 23.02.90 ; Оpubл. 15.06.92, Бюл. № 22. – С. 128.

PROFILING OF HIGHLY EFFECTIVE CAMS OF GAS DISTRIBUTION OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Vasilyev Alexander Viktorovich

Doctor of Technical sciences, professor, head of the department of autotractor engines of the Volgograd State Technical University
atd@vstu.ru
Prospect Lenina, 28, 400005 Volgograd, Russian Federation

Bakhracheva Julia Sagidullova

Candidate of Technical Sciences, associate professor of the physics and chemistry of Moscow State University of means of communication (MIIT), Volgograd branch
bakhracheva@yandex.ru
Bukhantseva St., 28, 400120 Volgograd, Russian Federation

Kabore Ousman

Candidate of Technical Sciences, professor of Polytechnic University of Bobo-Dioulasso
atd@vstu.ru
Bobo-Dioulasso, Burkina Faso

Abstract. Results of use of a numerical method for profiling of cams with top are given we will stand a pusher, and also in the presence of restrictions on the radius of curvature of a profile and contact tension in interface a cam pusher. Possibility of increase valve time section on the basis of application of a considered method is shown.

Key words: numerical method, cam, pusher, contact tension, curvature of a profile.