

УДК 66.011

А.А.Моисеев  
**МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СМАЗЫВАНИЯ  
ФРИКЦИОННОГО КОНТАКТА  
НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРЕНИЯ**

*ГосНИИ химмотологии РФ*

*Основной целью проведенного исследования является анализ влияния смазывания на фрикционные характеристики трения с использованием модели граничного трения. В качестве основы указанной модели использовалась кривая Герси – Штрибека, представляющая собой зависимость коэффициента граничного трения от числа Зоммерфельда. Проведенное моделирование влияния показало, что износ и загрязнения трущихся поверхностей вызывают снижение смазочной способности и КПД: при загрязнении – за счет возрастания вязкого трения, а при износе – за счет возрастания граничного. Связанное с этим изменение технико-экономических показателей двигателей обусловлено качеством используемого моторного масла, оптимальным выбором присадок, а также условиями во фрикционных контактах. Для оценки влияния этих факторов были построены математические модели, характеризующие влияние состояния зоны фрикционного контакта на характеристики трения. Для анализа фрикционного износа была построена критериальная модель износа, базирующаяся на соответствующем критерии подобия. Ее использование позволило сформировать квалификационные нормативы в форме требований на прогнозируемый износ в условиях квалификационных испытаний. Влияние смазочной среды на фрикционный износ проявляется через снижение твердости материала за счет эффекта Ребиндера. Была также проведена оценка влияния коррозионного износа. Она базировалась на критерии подобия, характеризующем условие равновесия коррозионного растворения износного материала в смазочной среде и его отвода от поверхности раздела.*

**Ключевые слова:** двигатели внутреннего сгорания, фрикционный контакт, моторные масла, термостабилизирующие присадки, кривая Герси - Штрибека, эффект Ребиндера, критерии подобия, фрикционный износ, коррозионный износ

Улучшение экологической обстановки, которая сложилась в большинстве промышленных центров Российской Федерации является наиболее важной и значимой проблемой повышения качества жизни населения. Автотранспортные средства вносят существенный вклад в загрязнение окружающей среды. Жёсткие законодательные требования по снижению уровня выбросов являются определяющими при создании новых моделей современных поршневых двигателей. В последнее время были достигнуты большие успехи по созданию и серийному выпуску двигателей, отвечающих современным требованиям норм Евро-5, однако, имеется значительный потенциал по дальнейшему повышению их эффективности [1].

Ниже рассмотрен только один аспект повышения экологических и технико-экономических показателей двигателей - это применение

современных моторных масел с улучшенными трибологическими характеристиками. Улучшение эффективных показателей двигателя на данной основе является при этом одним из наиболее перспективных направлений дальнейшей разработки. Возможности повышения эффективной мощности двигателя можно рассматривать с двух точек зрения: повышение индикаторной мощности двигателя, которая характеризуется степенью использования теплоты топлива для получения полезной работы и повышение КПД путём снижения мощности механических потерь. Развитие этих направлений приводит к снижению среднего расхода топлива и улучшению экологических характеристик без снижения технических показателей мощности и крутящего момента.

Совершенствование двигателей внутреннего сгорания приводит к существенному ужесточению температурных режимов. Это обстоятельство предъявляет дополнительные требования к качеству используемых моторных масел и термостабилизирующих присадок, позволяющих работать в таких условиях длительное время без снижения эксплуатационных характеристик. Мощность механических потерь определяется при этом трением во фрикционных контактах, для оценки влияния которого был построен ряд математических моделей.

К числу этих моделей относятся модели граничного трения, фрикционного и коррозионно – фрикционного износа. Первая из них базируется на кривой Герси – Штрибека, которая представляет собой зависимость коэффициента граничного трения от числа Зоммерфельда. Ситуация динамического расширения зазора во фрикционном контакте описывается моделью износа, а ситуация динамического сужения этого зазора – моделью загрязнения. Выходами этих моделей являются временные зависимости КПД и смазочной способности [2].

Критериальная модель фрикционного износа [3] базируется на критерии подобия, связывающем полосу и глубину износа измерительного элемента в заданных условиях. Параметризация критериальной модели осуществляется по результатам квалификационных испытаний. Параметризованная модель позволяет сформировать прогноз глубины износа в зависимости от его длительности и условий. Она также позволяет рассчитать ширину полосы износа, соответствующую заданной глубине. Ширины этих полос выступают в роли квалификационных нормативов, позволяющим по результатам квалификационных испытаний принять решение об удовлетворительности противоизносных свойств.

Модель коррозионно – фрикционного износа описывает комплексный эффект кислотности смазочной среды [4]. Последняя обуславливает снижение твердости изнашиваемого материала за счет эффекта Ребиндера, а также растворение этого материала в этой среде с соответствующей относительной концентрацией. Отвод растворенного материала

определяется при этом уравнением диффузии, а равновесие растворения и отвода – критерием коррозионного износа, определяющим коррозионную составляющую износа. Пониженная твердость материала определяет число Зоммерфельда и критерий фрикционного износа, т.е. фрикционную составляющую последнего.

Число Зоммерфельда в составе модели граничного трения представляет собой безразмерное отношение напряжения вязкого трения и нормального давления во фрикционном контакте, а коэффициент граничного трения определялся его зависимостью от указанного числа - кривой Герси – Штрибека, приведенной на Рисунке 1. С учетом того, что нулевому значению числа Зоммерфельда соответствует коэффициент сухого трения, а при неограниченном возрастании этого числа имеет место асимптотика Петрова, была построена аппроксимация, удовлетворяющая этим условиям.

Износ трущихся поверхностей приводит к увеличению зазора. В соответствии с Рисунком 2 это увеличение происходит за счет работы силы трения, определяющей скорость износа  $\frac{dh_w}{dt}$ . Для оценки относительной площади фактического контакта используется фактор Герца. Увеличение зазора приводит к уменьшению числа Зоммерфельда и увеличению граничного трения. Происходит снижение смазочной способности, а вызванный этим рост потерь снижает КПД. Согласно Рисунку 3 при моделировании загрязнения трущихся поверхностей используется уравнение адсорбционного баланса, которое трансформируется в уравнение для скорости загрязнения  $\frac{dh_p}{dt}$ . Загрязняющая пленка снижает зазор и приводит к росту числа Зоммерфельда. Вызванное этим увеличение вязкого трения также приводит к снижению смазочной способности и КПД.

Качественное исследование влияния износа и загрязнения осуществлялось в ходе численного эксперимента по изменению зазора за счет того или иного эффекта. Коэффициент трения в ходе эксперимента вычислялся по кривой Герси – Штрибека с предварительным расчетом числа Зоммерфельда в соответствии с [2]. Исходный зазор выбирался так, чтобы соответствующее число Зоммерфельда в отсутствии износа и загрязнения соответствовало бы минимальному коэффициенту смешанного трения (точке минимума кривой Герси – Штрибека). Текущий износ в ходе эксперимента рассчитывался путем интегрирования скорости линейного износа, а текущая толщина загрязнения – из соотношения адсорбционного баланса.

Результаты моделирования износа, проведенного в [2], показывают, что увеличение зазора, как и предполагалось, приводит к снижению

смазочной способности и росту потерь за счет граничного трения. Как следствие, имеет место снижение полезной нагрузки и КПД. Аналогичный эффект имеет место при моделировании загрязнения. В отличие от ситуации износа снижение смазочной способности и КПД происходит при уменьшении зазора, а рост потерь происходит за счет увеличения вязкостного трения.

Как уже указывалось, в основе критериальной модели фрикционного износа лежит соответствующий критерий подобия, отображенный на Рисунке 4. Его физический смысл – отношение импульса изнашиваемого материала к импульсу силы трения. Критерий включает плотность изнашиваемого материала, скорость скольжения и нормальное давление во фрикционном контакте, а также длительность износа. Коэффициент граничного трения определяется коэффициентом сухого трения и числом Зоммерфельда. Принималось также, что число Зоммерфельда помимо вязкости, скорости скольжения и твердости зависит также от кислотности смазочной среды и процентного содержания в ней серы.

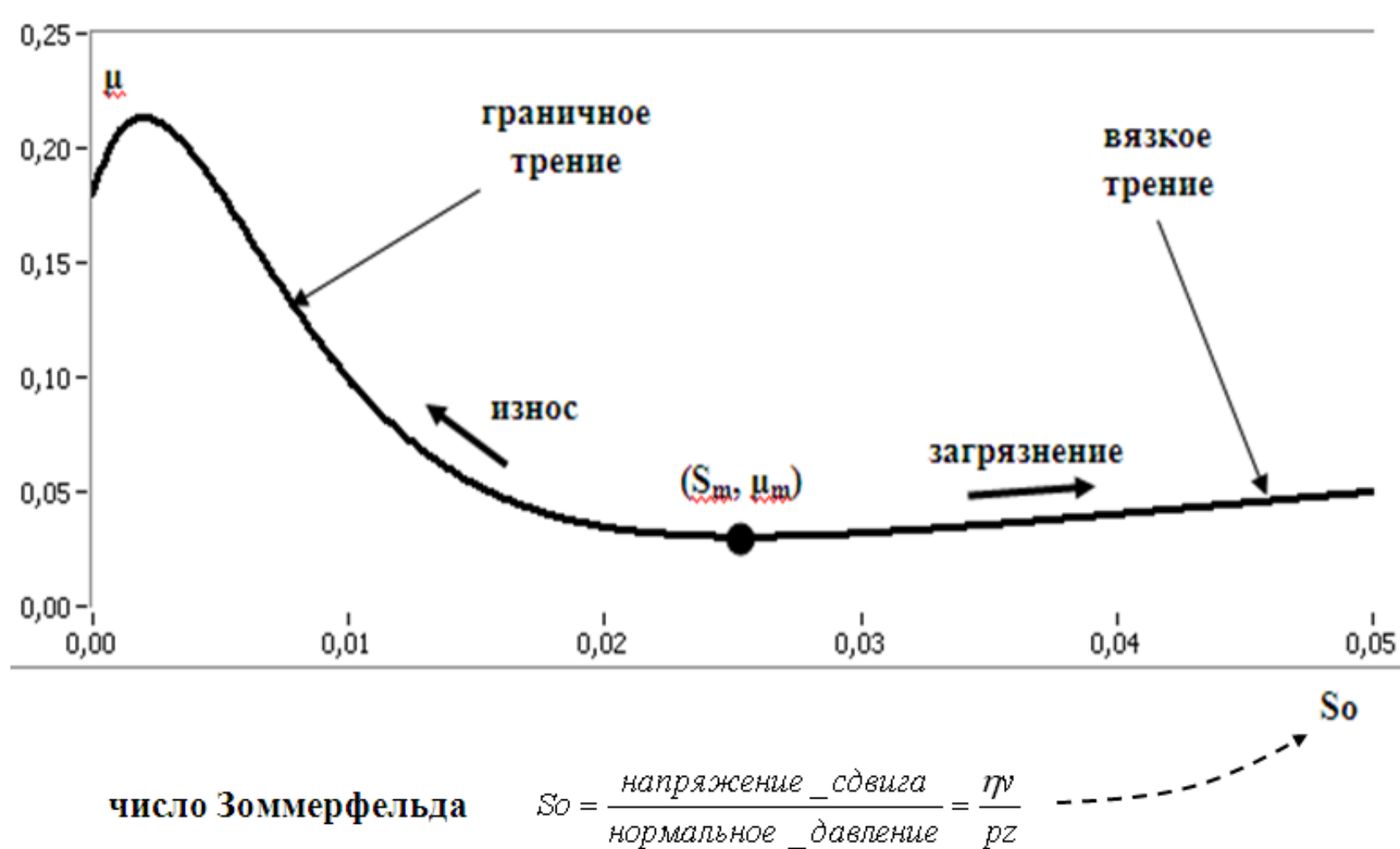


Рисунок 1 Кривая Герси - Штрибека

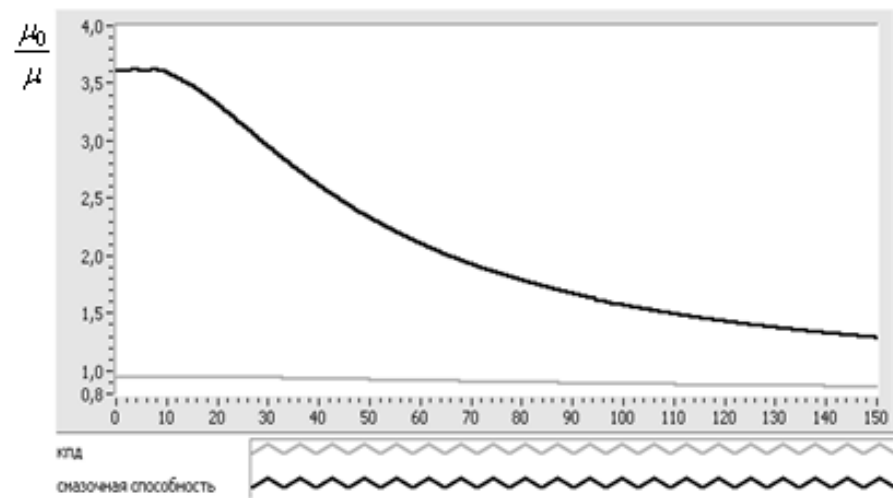
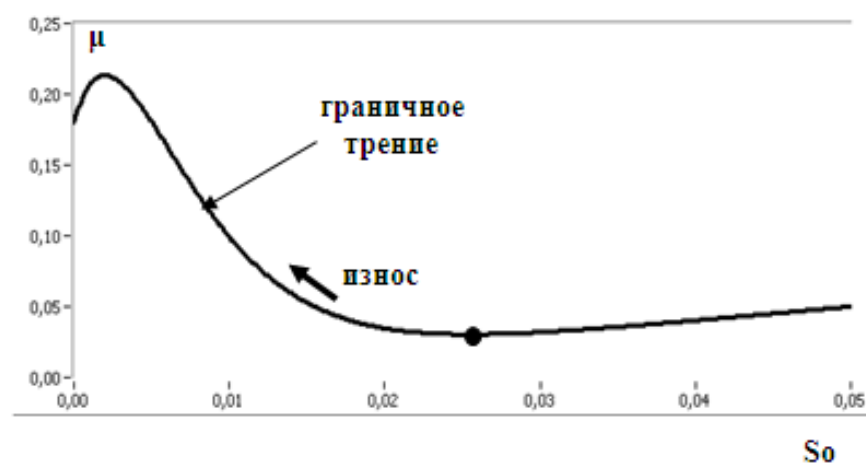
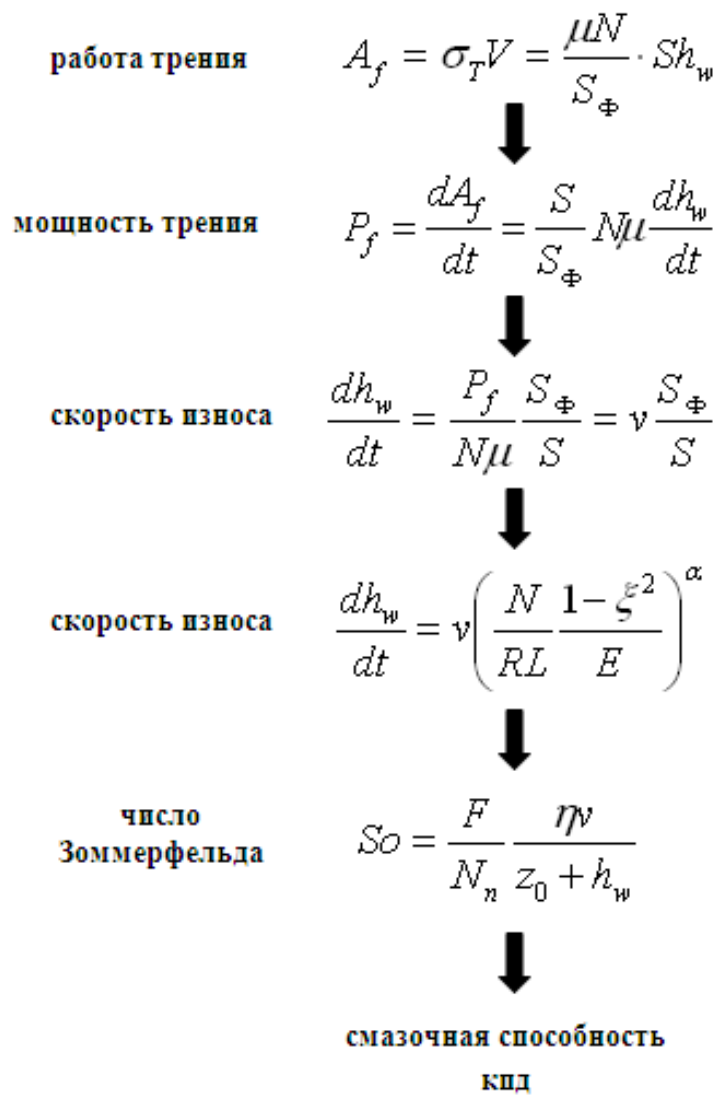


Рисунок 2 Моделирование износа

скорость адсорбции  $\frac{d\Gamma}{dt} = K_a(1-\theta) - K_d\theta$   
 $\Gamma = \rho h_0 \theta = \rho h_p$

↓

скорость загрязнения  $\frac{dh_p}{dt} = \frac{K_a}{\rho h_0}(h_0 - h_p) - \frac{K_d}{\rho h_0}h_p$

↓

число Зоммерфельда  $So = \frac{F}{N_n} \frac{\eta \nu}{z_0 - h_p}$

↓

смазочная способность  
 КПД

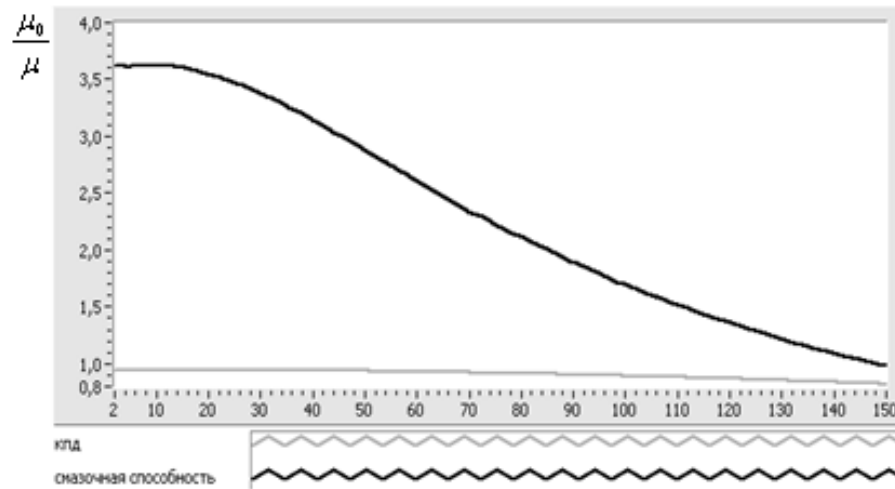
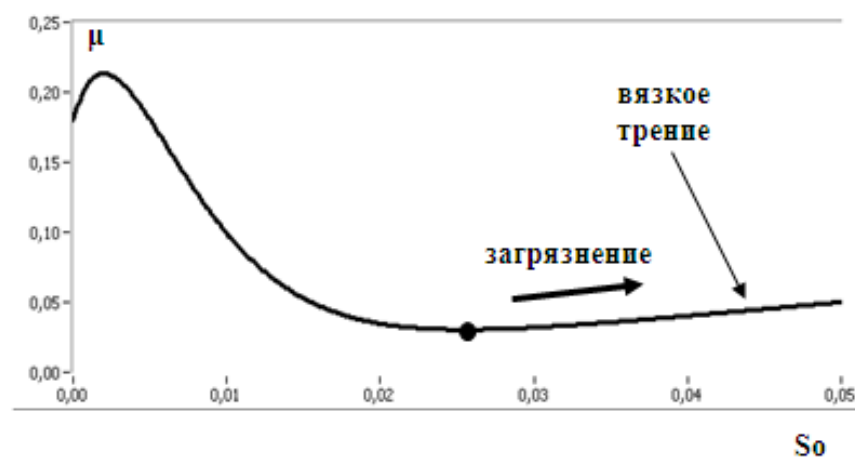


Рисунок 3 Моделирование загрязнения

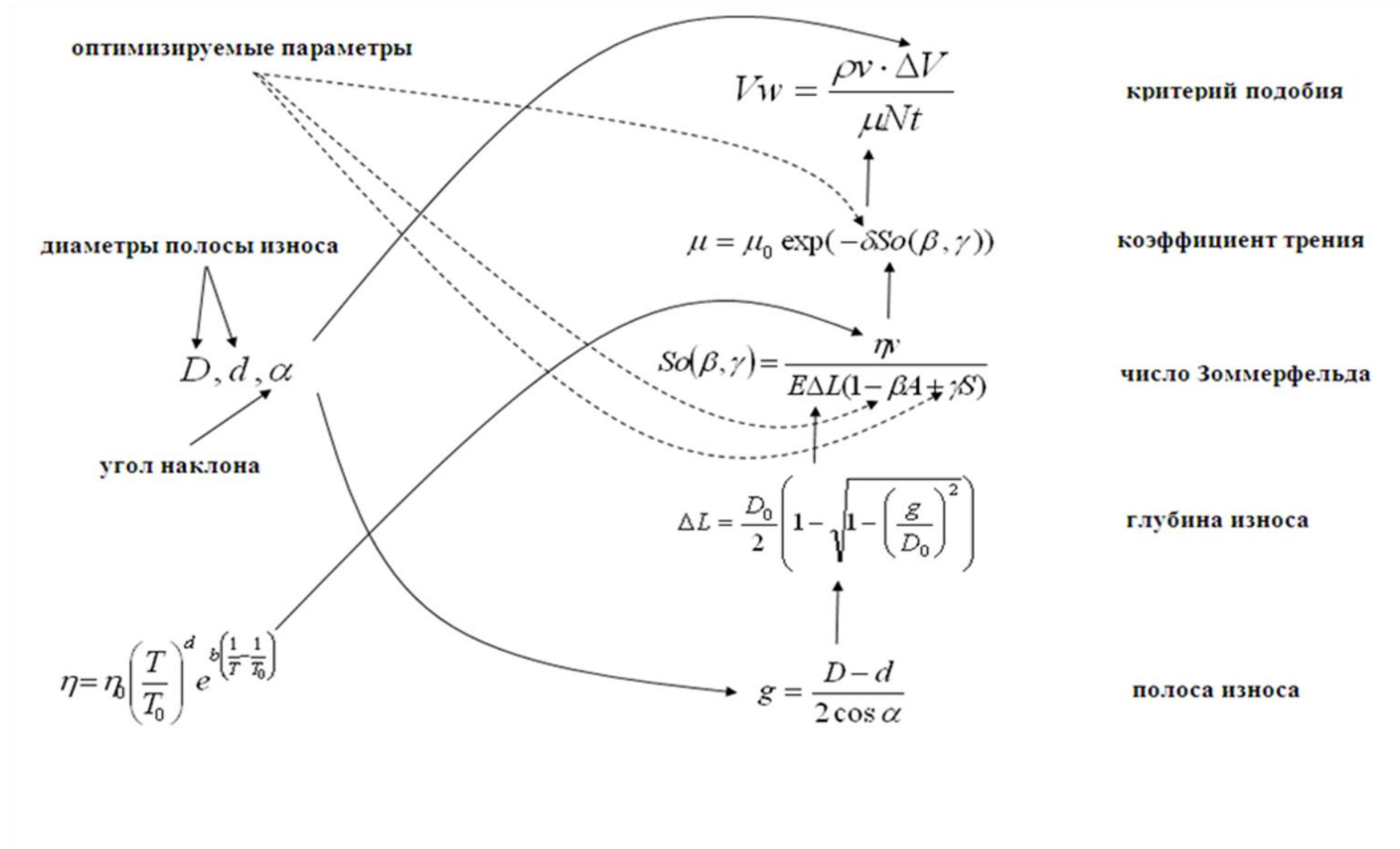


Рисунок 4 Критерий фрикционного износа



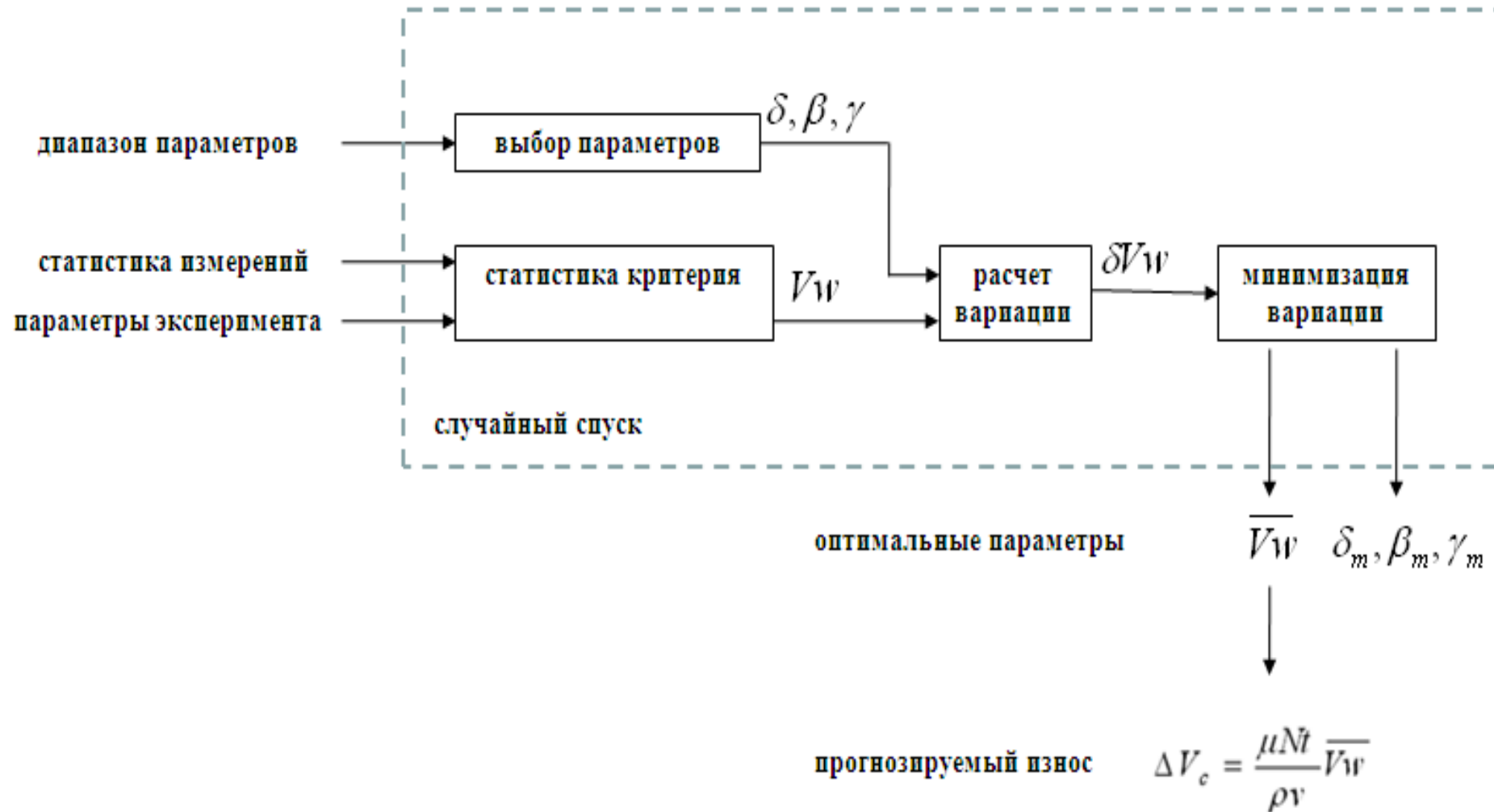


Рисунок 5 Оптимальная параметризация

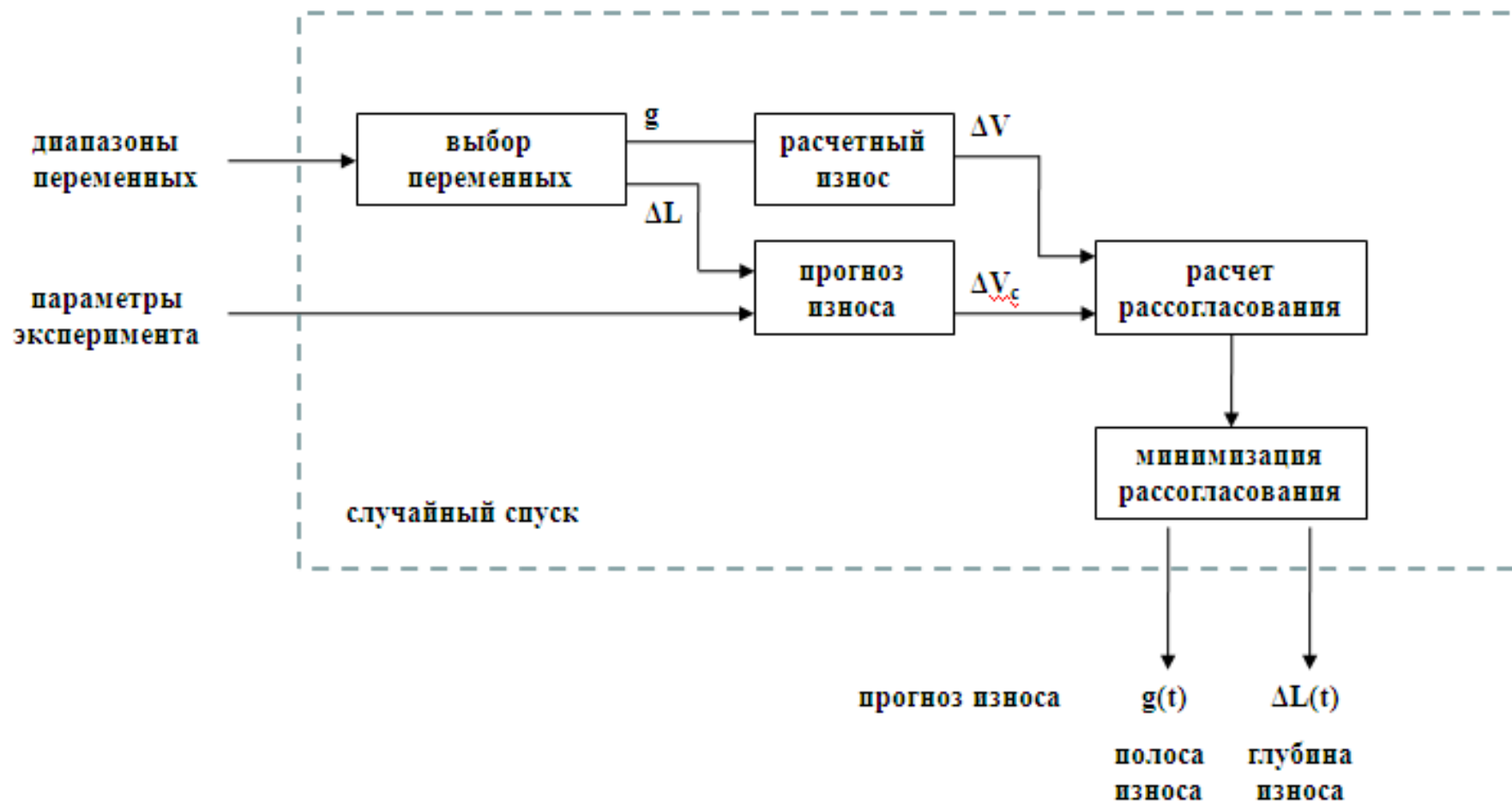


Рисунок 6 Прогнозирование износа

Таблица 1 Прогноз износа

| длительность<br>износа, часов | головка плунжера<br>9 мм, нагрузка 2.4 Н |                        | измерительный шарик<br>25,4 мм, нагрузка 20 Н |                        | измерительный шарик<br>20 мм, нагрузка 12 Н |                        | измерительный шарик<br>12,7 мм, нагрузка 5 Н |                        |
|-------------------------------|--|------------------------|---|------------------------|---|------------------------|--|------------------------|
|                               | полоса<br>износа, мм                     | глубина<br>износа, мкм | полоса<br>износа, мм                          | глубина износа,<br>мкм | полоса<br>износа, мм                        | глубина<br>износа, мкм | полоса<br>износа, мм                         | глубина<br>износа, мкм |
| 1                             | 0,103787708                              | 0,418934067            | <b>0,481958376</b>                            | 3,201326953            | <b>0,334684965</b>                          | 1,960514507            | <b>0,165700963</b>                           | 0,756746846            |
| 10                            | 0,211691787                              | 1,743216526            | 0,88991219                                    | 10,91918178            | 0,638557862                                 | 7,139300369            | 0,347980739                                  | 3,338370932            |
| 100                           | 0,395137643                              | 6,077614133            | 1,606386496                                   | 35,62772519            | 1,157857863                                 | 23,49976628            | 0,631988932                                  | 11,02075143            |
| 500                           | 0,629624082                              | 15,45373496            | 2,570376129                                   | 91,50051128            | 1,849088861                                 | 60,08750385            | 1,021586202                                  | 28,8534614             |
| 1000                          | 0,793290775                              | 24,56706062            | 3,23898011                                    | 145,7314957            | 2,311904594                                 | 94,15637958            | 1,281182564                                  | 45,46408208            |
| 2000                          | 1,000089138                              | 39,13405145            | 4,086386861                                   | 233,0929288            | 2,934410055                                 | 152,3122735            | 1,605194581                                  | 71,5747638             |

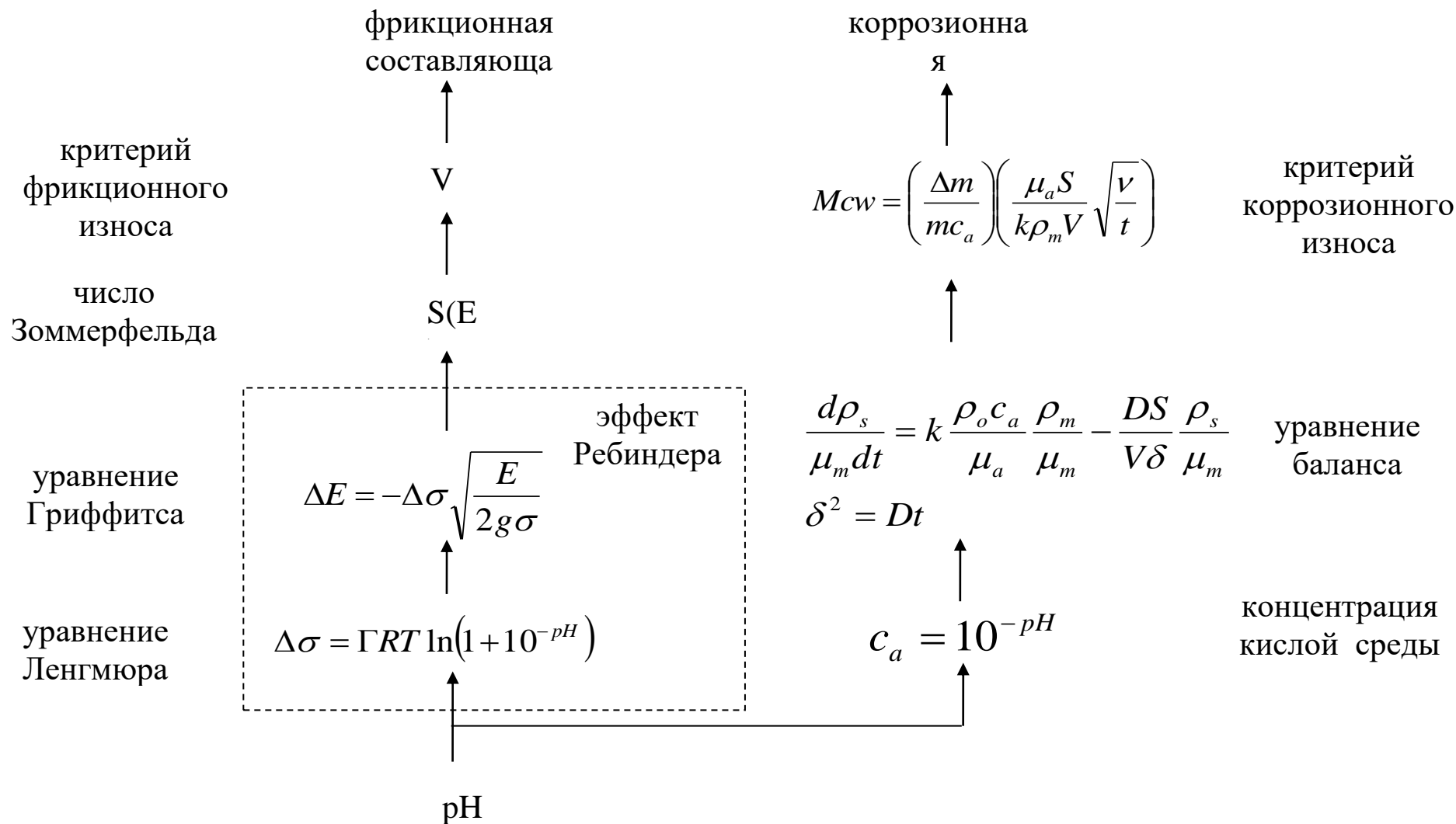


Рисунок 7 Коррозионно - фрикционный износ

Величина зазора во фрикционном контакте принималась равной глубине износа и определялась диаметром шарообразного измерительного элемента и величиной полосы износа. Учитывалась также температурная зависимость вязкости в соответствии с модифицированным соотношением Андраде вида

$$\eta = \eta_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^d e^{b \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right)},$$
 где  $b$ ,  $d$  представляют собой характеристические параметры

вязкости и температуры, а  $\eta_0$  соответствует стандартной вязкости топлива, измеренной при температуре  $T_0 = 293$  К. Численный расчет указанных параметров, был выполнен для зависимости вязкости от температуры для керосина. Объемный износ и полоса износа определялись максимальным и минимальным диаметрами полосы износа измерительного элемента, наблюдаемыми в эксперименте, а также углом наклона оси этого элемента к плоскости фрикционного контакта. Параметрами модели являлись коэффициент при числе Зоммерфельда в выражении для коэффициента граничного трения, а также коэффициенты при кислотности и процентном содержании серы.

Схема оптимальной параметризации этой модели отображена на Рисунке 5. Ее первым этапом являлось формирование статистики критерия подобия по статистике измерений и выбранным значениям параметров. По измерениям и выбранным параметрам рассчитывался критерий объемного износа  $V_w$ . Полученная при этом статистика использовалась для расчета вариации критерия  $\delta V_w$  для выбранных значений параметров. Оптимальные параметры выбирались методом случайного спуска из условия минимальности указанной вариации. К их числу относилась также величина усредненного критерия подобия  $\bar{V}_w$ , по которой рассчитывался прогнозируемый износ. По параметризованной модели осуществлялось прогнозирование износа на основе равенства прогнозируемого и расчетного износа. Схема этого прогнозирования отображена на Рисунке 5. Упомянутое выше равенство интерпретируется как уравнение относительно глубины  $m$  полосы износа. Оно решалось путем минимизации модуля рассогласования между расчетным и прогнозируемым износом для различной длительности. Результатом этой минимизации, осуществляемой методом случайного спуска, являются временные зависимости глубины и полосы износа, интерпретируемые как прогнозы износа.

Разработанная модель использовалась для формирования квалификационных норм на основе требований на предельную глубину износа плунжера, которая принималась 100 мкм при длительности износа 2000 часов. Были рассмотрены прогнозы износа плунжера и различных измерительных элементов перспективной лабораторной установки. Интегральная нагрузка измерительного элемента оценивалась при этом из условия равенства удельных нагрузок на него и головку плунжера. Результаты указанного прогнозирования приведены в таблице 1. Из нее мы видим, что глубина износа плунжера соответствует принятой норме.

Прогнозы ширины полосы износа, соответствующие времени эксперимента 1 час, принимаются в качестве квалификационных норм.

На Рисунке 7 отображена модель коррозионно – фрикционного износа, разработанная в работе [5] и учитывающая комплексный эффект влияния кислотности продуктов деструкции масел на износоустойчивость. Влияние указанной кислотности проявляется через снижение твердости материала, входящей в число Зоммерфельда. Это снижение обусловлено изменением поверхностной энергии адсорбента при адсорбционной пластификации (эффект Ребиндера), описываемой уравнениями Гриффитса и Ленгмюра. Входом для этого описания является водородный показатель смазочной среды pH.

Этот же показатель является входом для описания коррозионного износа. Рассчитываемая с его помощью концентрация окисленной составляющей  $c_a$  используется в уравнении баланса, описывающем растворение в кислой среде и диффузионный отвод растворенного материала. В бимолекулярном приближении [6] данное уравнение имеет вид:

$$\frac{d\rho_s}{\mu_m dt} = k \frac{\rho_a \rho_m}{\mu_a \mu_m} - \frac{DS}{V\delta} \frac{\rho_s}{\mu_m}$$

$$\rho_a = \rho_o c_a$$

$$\delta^2 = Dt$$
(1)

где  $k$  – кинетический коэффициент растворения;

$\rho_s, \rho_o, \rho_m$  – плотности растворенного материала, смазочной среды и износного материала;

$\mu_m, \mu_a$  – молярные массы износного материала и окисленной составляющей;

$V, S$  – объем реактора и площадь зоны растворения;

$\delta$  – ширина диффузионного слоя;

$D, t$  – коэффициент диффузии и длительность коррозии.

Учитывая, что масса растворенного материала определяется соотношением  $\Delta m_s = \rho_s V$ , а величина  $m = \rho_o V$  соответствует общей массе смазочной среды, получаем для условия равновесия в (1):

$$\frac{\mu_m}{\mu_a} \frac{k\rho_m}{\mu_m} \sqrt{\frac{t}{D}} \frac{V}{S} = \frac{\Delta m}{m c_a}$$

Отсюда, сопоставляя коэффициент диффузии кинематической вязкости смазочной среды  $\nu$ , получаем критерий подобия, характеризующий условие равновесия коррозионного растворения и диффузионного отвода:

$$M_{cw} = \left( \frac{\Delta m}{m c_a} \right) \left( \frac{\mu_a S}{k\rho_m V} \sqrt{\frac{\nu}{t}} \right)$$
(2)

Заметим, что характерной чертой моделируемых выше эффектов является существенная зависимость от температуры. Вытекающее отсюда ужесточение требований к температурным характеристикам обусловило появление более качественных марок масел, а также появилась необходимость разработки новых присадок. В частности, упомянутая выше модель [2] показывает, что неправильно подобранные характеристики моторного масла (в первую очередь вязкостно-температурные) могут привести к увеличению момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала за счет роста граничного трения и соответствующему снижению КПД двигателя.

Необходимо также отметить, что удельные показатели токсичности отработавших газов (массовые выбросы, отнесённые к единице вырабатываемой мощности) ухудшаются за счет продуктов деструкции масел. Применяемые присадки (противоизносные, антизадирные, антиокислительные, моющие, диспергирующие, антикоррозионные, вязкостные, депрессорные, многофункциональные и др.) сами могут являться токсичными веществами. Поэтому к их выбору необходимо относиться с большой осторожностью.

## ВЫВОДЫ

1. Совершенствование двигателей внутреннего сгорания приводит к существенному ужесточению температурных режимов. Это обусловило дополнительные требования к качеству используемых моторных масел и термостабилизирующих присадок. Для оценки этого фактора был построен ряд математических моделей. К их числу относятся модель граничного трения, а также модели фрикционного и коррозионно – фрикционного износа.
2. В качестве основы модели граничного трения использовалась кривая Герси – Штрибека, представляющая собой зависимость коэффициента граничного трения от числа Зоммерфельда. Проведенное моделирование влияния износа и загрязнения трущихся поверхностей показало, что оба процесса вызывают снижение смазочной способности и КПД : при загрязнении – за счет возрастания вязкого трения, а при износе – за счет возрастания граничного.
3. Для анализа фрикционного износа был использован критерий подобия, представляющий собой отношение импульса увлекаемого износного материала к импульсу силы трения. Проведенное моделирование включало два этапа: параметризацию модели по результатам квалификационных испытаний и прогнозирование износа при заданных условиях и длительности. Использование параметризованной модели позволило сформировать квалификационные нормативы в форме требований на ширину полосы износа измерительного элемента для установленных условий квалификационных испытаний.

4. В рамках модели коррозионно – фрикционный износ определяется двумя составляющими: фрикционной, связанной с падением твердости изнашивающегося материала, и коррозионной, обусловленной растворением изнашивающегося материала в смазочной среде. Влияние смазочной среды на фрикционный износ проявляется через снижение твердости материала за счет эффекта Ребиндера. Оценка влияния коррозионного износа базируется на критерии подобия, характеризующем условие равновесия коррозионного растворения износного материала в смазочной среде и его отвода от поверхности раздела.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Латышев А.П., Клишин П.В., Морозов Ю.Л., Юнисов И.К. Современные тенденции совершенствования двигателей внутреннего сгорания и их влияние на изменение требований к моторным топливам и маслам // Технология нефти и газа. – 2015. – №6. – с. 3-8.
2. Моисеев А.А., Упрощенная математическая модель двигателя внутреннего сгорания, Прикладная физика и математика, №3, 2016, с 29.
3. Моисеев А.А., Критериальная модель квалификационных испытаний на износ, Инженерная физика, №12, 2015, с 30.
4. Никитин И.М., Кондратенко В.В., Баевский Д.Ф. Сравнительная оценка определения противоизносных свойств отечественных реактивных топлив на установке ВОСЛЕ и приборе ПСТ – 2, Труды 25 ГОСНИИ МО РФ, вып. 56, с. 175, М., «Перо», 2014.
5. Моисеев А.А. Критериальная модель коррозионно - фрикционного износа, Вестник КГТУ, №6, 2015, с 16.
6. Эмануэль Н.М., Кнорре Д.Г. Курс химической кинетики, Москва, «Высшая школа», 1984, 463 с.



A.A. Moiseev  
**MODELLING OF FRICTIONAL CONTACT  
AND LUBRICATION INFLUENCE  
ON TRIBOLOGICAL CHARACTERISTICS**

*State Research Institute of Chimnotology*

*Performed investigation goal is analysis of lubrication influence on frictional characteristics using boundary friction model. This model bases on Gercy – Streebeck curve, i.e. frictional coefficient dependence from Sommerfeld number. This modeling shows that wear and pollution of frictional contact reduce lubricating ability and efficiency because of boundary friction at wearing and viscous friction at pollution. Correspondent change of engine characteristics depends on used oil quality, dopant choice and frictional contact state. To estimate the influence of these factors some math models were created that characterize contact state on friction. Criterial model based on similarity theory allows perform wear forecasting and some standards synthesize for qualification tests. Lubricant influence on wear conditions on hardness reducing because of Rebinder effect. Estimation of corrosion wear influence based on equilibrium condition for corrosion solution and dissolved material diversion.*

**Keywords:** internal combustion engines, frictional contact, motor oils, thermo - stabilizing dopants, Gercy – Streebeck curve, Rebinder effect, similarity criteria, frictional wear, corrosive wear

**REFERENCES**

1. Latyshev A. ea, Sovremennyye tendentsii sovershenstvovaniya dvigateley vnutrennego sgoraniya I ich vliyanie na izmeneniye trebovaniy k motornym toplivam i maslam (Modern tendencies of internal combustion engines improvement and their influence on requirements changes to fuels and oils)// *Technologiya nefi i gasa (Oil and gas technology)*, 2015, No. 6, p. 3-8.
2. Moiseev A., Simplified mathematical model of internal-combustion engine, *Applied physics and mathematics*, No. 3, 2016, p 29.
3. Moiseev A. Criteria model of wear qualification test, *The engineering physics*, No. 12, 2015, p 30.
4. Nikitin I. ea, Sravnitel'naya otsenka opredeleniya protivnoiznosnykh svoystv otechestvennykh reaktivnykh topliv na ustanovke BOCLE i pribore ПСТ – 2 (Comparative estimation of anti-wear properties for domestic jet – fuel using BOCLE and ПСТ – 2 plants), *Proceedings of State institute of himnotology*, issue 56, p. 175, M., publisher “Pero” (“Pen”), 2014.
5. Moiseev A. Criteria model of corrosion and friction wear, *Bulletin of Khazan technical university*, No. 6, 2015, p 16.
6. Emanuel N. ea, *Kurs khimicheskoy kinetiki (Chemical kinetics course)*, M., publisher “Vysshaya shkola (High school)”, 1984, 463 p.