

## Портинг, Тюнинг ГБЦ -часть 2

Для начала расскажу в чем преимущество ГБЦ (головки блока цилиндров) с 4 клапанами на 1 цилиндр в сравнении с 2 клапанами. Расположение двух впускных и двух выпускных клапанов в камере сгорания позволяет увеличить площадь клапана (клапанов), но вопреки тому, что многие считают, это не реальная причина в превосходстве. Для примера, давайте сравним 1.7 литра Lotus/Ford Twin Cam раллийный двигатель (2 распредвала, 4 цилиндра, 8 клапанов). Впускной клапан имеет размер 43 мм (площадь -14.45 см<sup>2</sup>)

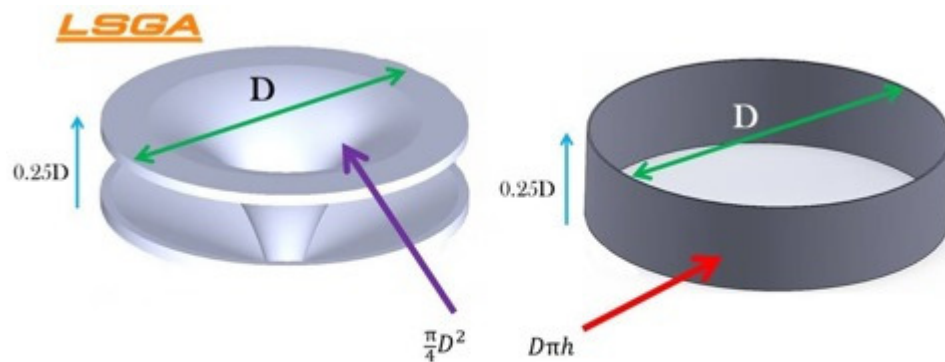


и знаменитый двигатель разработанный гоночным инженером Кейтом Даквортом (один из основателей компании Cosworth, название Cosworth родилось из объединения фамилий COStin and duckWORTH. Cosworth являлся подразделением Ford Motor Company, но на данный момент приобретён Джеральдом Форсайтом и Кевином Колховеном).



Раллийный двигатель Cosworth BDA 1.7 литра (2 распредвала, 4 цилиндра, 16 клапанов) Размер впускных клапанов 31 мм, площадь клапанов на впуске составляет 15 см<sup>2</sup> – что является очень близко к площади впускного клапана мотора Lotus/Ford Twin Cam (14.5 см<sup>2</sup>).

Оба двигателя были разработаны для гонок и выдавали максимальную мощность на 8000 оборотах; 190 сил Cosworth и 170 сил Lotus/Ford . В ралли автомобили с двигателем Cosworth были всегда намного быстрее (на любом покрытии) из-за того, что этот мотор имел на 1000 оборотов более широкий диапазон мощности и значительно лучше не только на верхах, но и на низких оборотах. А причина в том, что имея практически идентичную площадь клапанов двигатель Cosworth имеет на 44% больше клапанную щель при любом подъеме клапанов. По этой причине моторы с 4 клапанами на цилиндр используют распредвалы с менее широкой полной фазой (duratoin), а это в свою очередь улучшает средний диапазон без ущерба для максимальной мощности. Чтобы это лучше понять почему на 44% больше, предлагаю рассмотреть иллюстрацию которая использовалась в посте о распредвалах ([часть 2](#))



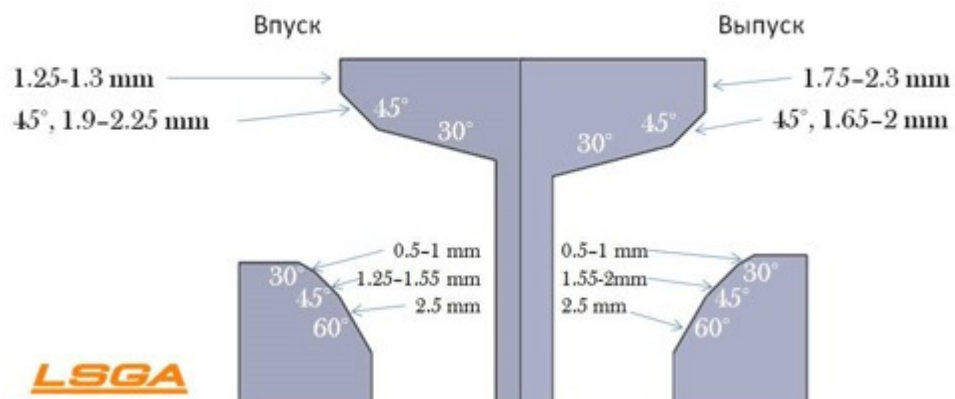
При подъеме в размере 25% от диаметра клапана, площадь щели становится равна площади сечения седла

### Геометрия седла клапана

Основной закон – седло впускного клапана, это номер 1, от чего зависит эффективность ГБЦ пока клапан не будет иметь подъем 0.18 (18%) от его диаметра, а на стороне выпуска еще больше, до 0.35 от диаметра выпускного клапана.

Однофасочное седло с углом 45 градусов имеет эффективность 56% при подъеме клапана 6.35 мм. Если выполнить правильную трех-фасочную, четырех или даже пяти-фасочную геометрию седла то эффективность реально повысить до 84% (средние значения от 76% до 84%). Стандарт трех-фасочная геометрия (наиболее популярная) 45\* — запорная фаска, 30\* — верхняя, соединяет основную фаску с дном камеры сгорания. Нижняя фаска имеет угол 60\* и соединяет 45\* с горлом канала.

### Седло клапана трехфасочной геометрии



На этой схеме указаны размеры, как для впускного, так и выпускного каналов хорошо работающие и дающие великолепный результат. Также указаны оптимальные размеры клапанов (впуск и выпуск). Как вы заметили, на выпуске, запорная фаска седла шире, это необходимо чтобы обеспечить хороший теплоотвод от тарелки клапана. Выпускной клапан при этом имеет более узкую 45° фаску, что необходимо для борьбы с образованием нагара. Переход от запорной фаски седла к каналу осуществляется широкой 60-градусной нижней фаской, многие специалисты используют дополнительно для 4-х – 5-ти фасочной геометрии седла канала еще фаски с углом 75° (80 градусов) которые более плавно соединяют запорную фаску с каналом.



Очень большой положительный эффект на продувку дает дополнительная 30° фаска на клапанах

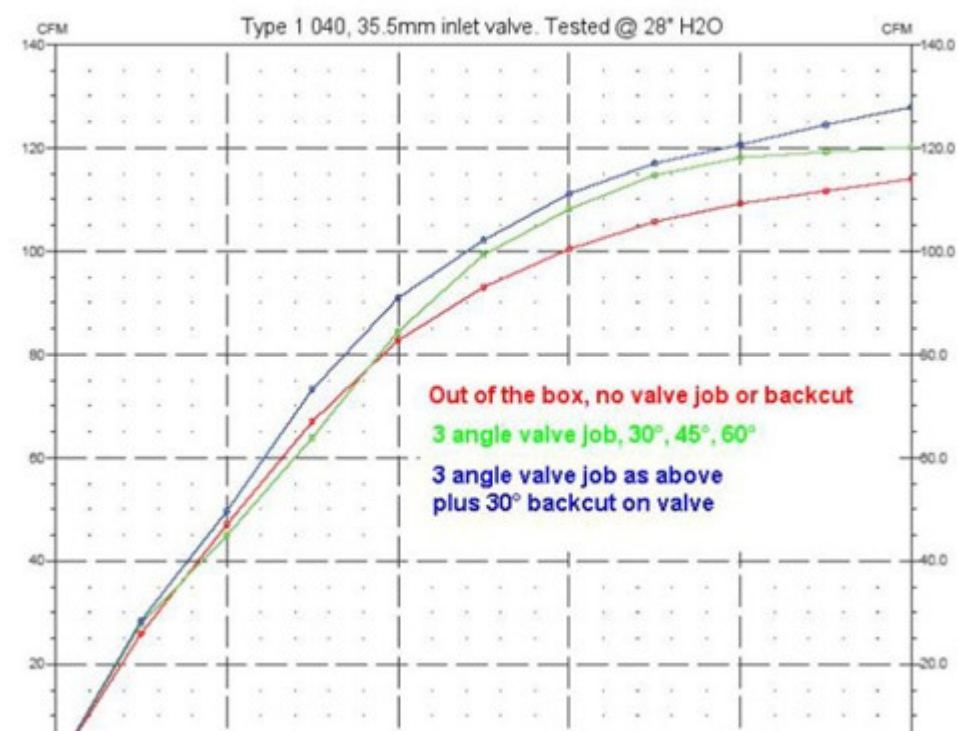


Очень важно не только угол (об это ниже) но позиция, расположение клапана в седле и ширина запорной фаски



Для впуска многие специалисты любят совмещать седло, как можно выше (в направлении камеры сгорания) с клапаном. На выпуске такое расположение неприемлемо, это сильно ухудшит надежность и может привести к прогару клапана – по центру то что надо. Ширина запорной фаски, на впускном канале оптимальным является 1.0 мм – 1.55 мм. Более узкая фаска, в основном улучшает продувку канала, но при этом ухудшает прочность, надежность. Выпускные каналы работают при экстремально высоких температурах, поэтому им необходима более широкая запорная фаска, для того чтобы увеличить пятно контакта и лучше отводить тепло через седло канала (оптимальные размеры указаны на схеме).

Для примера привожу результаты которые были получены на сток 1.6 литра двигателе с размером впускного клапана 35.5 мм при проведении выше указанных процедур



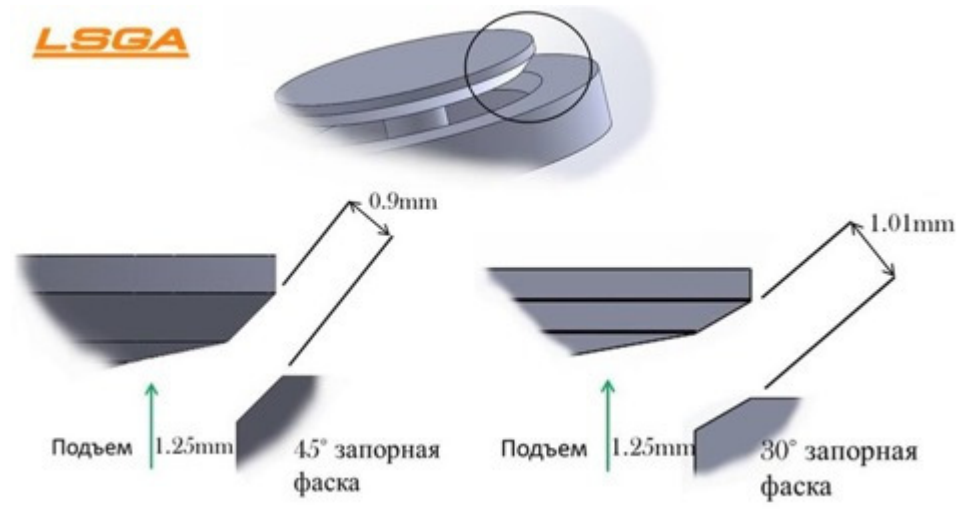
Результат – плюс 14 CFM, это даст прибавку в мощности более 10 сил.

## Альтернативные углы геометрии седла канала

45\* градусов запорная фаска седла впускного клапана наиболее используемая, но часто используют и другие углы. Для примера, если у вас задушен мотор, вам надо больше воздуха (flow) не важно, что результат даст только пиковую мощность на 9000 оборотах – используется угол 50-55\*, такой угол дает наилучшую продувку при высоком подъеме клапана т.к. позволяет сделать более плавное соединение с максимально возможно увеличенным горлом канала. Такие углы применяют инженеры при постройки гоночным моторов 358- ci V8 для NASCAR.

Плюсы – максимальные показатели продувки при высоко поднятом клапане, минусы – пиковая мощность и самое главное, чем больше угол (больше 45\*) запорной фаски, тем меньше прочность, намного хуже надежность. Для турбо моторов такой вариант ПРОСТО НЕ ПРИЕМЛЕМ из-за высоких температур. Если Вы строите мотор рассчитанный на высокие обороты то лучшие результаты (из-за реверса потока воздуха) дает верхняя (top cut) фаска не 30\*, а 38\* градусов

Если ваш мотор очень голодный до воздуха или вы желаете существенно улучшить характеристики ГБЦ не на высоких оборотах, то есть хороший вариант – использовать 30\* запорную фаску на седле впускного клапана. Предлагаю этот вариант рассмотреть более подробно



Как видно из рисунка, при одинаковом подъеме, клапанная щель при использовании запорной фаски с углом 30\* больше, а значит и количество воздуха будет поступать больше (а это то, что надо для повышения момента). Такое улучшение на впуске мы имеем в плоть до подъема клапана 7.5 мм, максимальная прибавка составляет более 20% при подъеме клапана 1.25-2.5 мм. Такая геометрия дает эффект, при малых подъемах клапана, более большого канала (и конечно и размера клапана) но только при этом низы и середина не ухудшается, а только улучшается.



Это похожий эффект, как при использовании распредвала с большим подъемом, как вы помните я описывал, что сам по себе подъем кулачка не увеличивает максимальное значения проходящего потока воздуха при подъеме выше 0.25 от диаметра клапана, но сильно увеличивает наполнение при малом подъеме. Происходит это за счет увеличения скорости подъема клапана и не более.

Встречается много серийных машин с такой геометрией седла клапана, да наверное все дизельные двигателя работают на такой геометрии, но встречаются и бензиновые моторы. На первый взгляд это все кажется просто, но на самом деле есть и сложности (решаемые). С одной стороны чем меньше угол, тем лучше клин, который улучшает герметичность пары седло-клапан, но при этом, чем более плоское седло, тем больше проявляется тенденция, что клапан на высоких оборотах начнет отпружинивать при закрытии. Однозначно, чем более плоский угол запорной фаски седла канала, тем лучше продувка, наполнение (flow) при небольших подъемах клапана, но без серьезного изучения этого вопроса ситуация может только ухудшиться при использовании распредвалов с подъемом кулачка выше 12 мм. Если ваша цель высокие обороты (8000+++) и распредвал с высоким подъемом кулачка 12.5+мм – 50\*-55\* градусов угол запорной фаски решит проблему отпружинивания клапана и как следствие больше мощность.

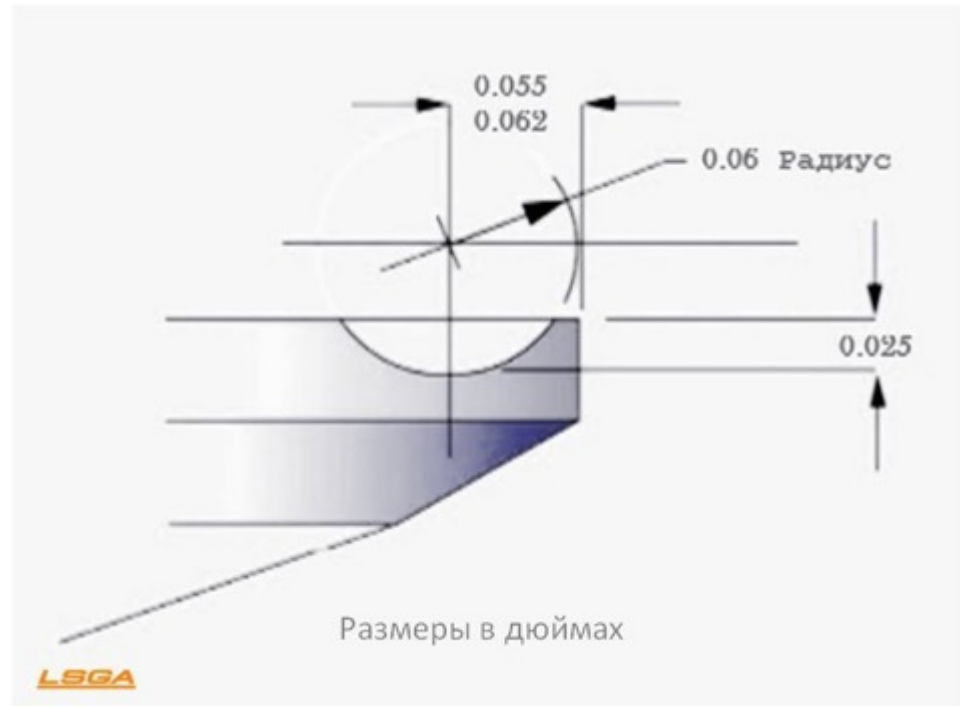
На данной картинке указано схематично, как сделать седло впускного канала с углом 30\*

### 30° седло впускного канала



Такая геометрия седла впускного клапана дает потрясающие результаты на продувочном стенде, но скорее всего возникнут проблемы с герметичностью (клапан-седло) на оборотах намного выше 5000. Особенно это проявляется на высокофорсированных моторах, которые испытывают проблему с высокой температурой клапана при максимальных нагрузках и как следствие деформация (изгиб клапана при закрытии в следствии его расширения). По этой причине такую геометрию не рекомендуется использовать на выпускном седле клапана.

Есть несколько вариантов решения этой проблемы (ВЫСОКАЯ температура клапана, расширение – деформация). Один из вариантов нанести на лицевой стороне тарелки впускного клапана канавку. Вот вариант как это сделать



Так же не будет лишним использовать клапанные пружины на 10% жестче, чем необходимо для седла с углом 45°. При использовании такого метода David Vizarrd's – известный американский спец в области постройки гоночных моторов (кстати, он проводит очень полезные семинары, как готовить ГБЦ) делал великолепные гоночные моторы. Другой вариант – использование специального термо-покрытия на клапана, которое снижает температуру последнего (значительно).



Вообще, проблема с клапанами при высокой температуре частое явление даже на сток моторах, особенно турбо версии. При их тюнинге, часто этот вопрос остается забы-

тым, а это не только деформация и как следствие плохая герметичность, пропуски зажигания, детонация, такое часто встречается к примеру на европейских моторах VAG 2.0 turbo TSI – накачав мотор супер прошивками от Брендовых тюнерских фирм, но при этом не позаботившись об охлаждении воздуха, мотора и т.д. как решение пытаются эту проблему решить заменой клапанных пружин на более жесткие. Ну да ладно, это у же не по теме.

Всем удачи  
Барик

Потянуто с сайта Drive 2, автор материала [Barik-CZ](#).