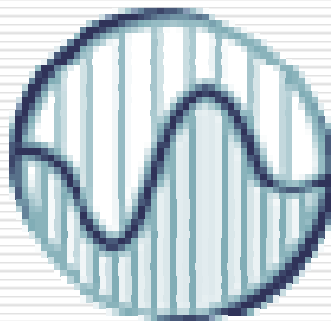


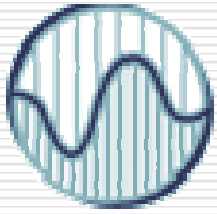


Висока школа електротехнике и
рачунарства струковних студија

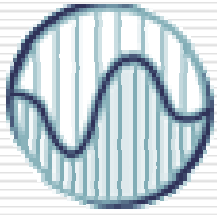
МОТОРИ СУС

**Идеални термодинамички
циклуси мотора**

Реални циклуси мотора



Идеални термодинамички циклуси мотора



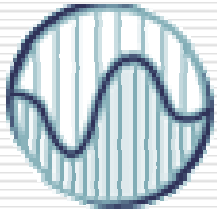
Основне претпоставке

ПРЕТПОСТАВКЕ:

- ❑ Радна материја је идеалан гас чији се састав не мења у току циклуса
- ❑ Термодинамичка својства радног гаса су константна (не зависе од **p** и **T**), тј. **$c_v = \text{const.}$** и **$c_p = \text{const.}$**
- ❑ Процес сагоревања се замењује довођењем еквивалентне количине топлоте **Q_1** , а процес измене радне материје одводјењем еквивалентне количине топлоте **Q_2** . Других губитака нема.
- ❑ Процеси сабијања и ширења су без икаквих губитака тако да су не само адијабатски, већ и изентропски

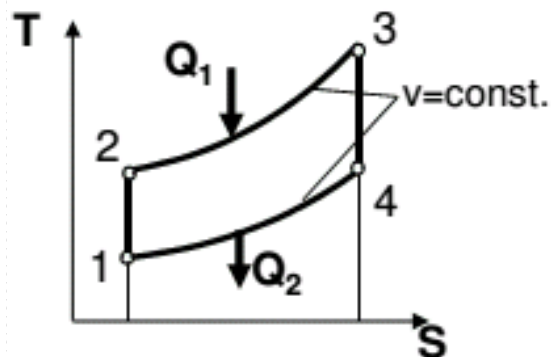
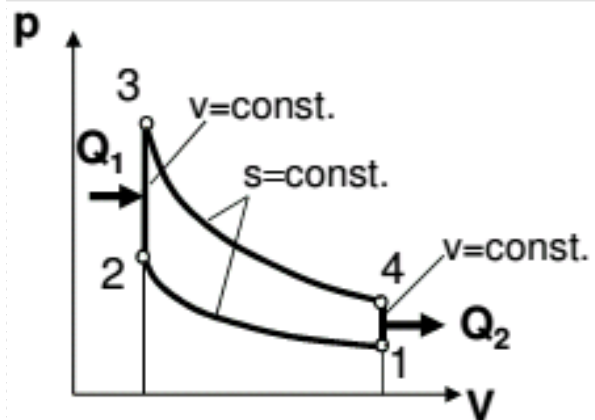
НАПОМЕНА:

- ❑ Идеални термодинамички циклуси се могу аналитички анализирати једноставним математичким апаратом.
- ❑ Иако су врло далеко од стварног радног процеса мотора, неки важни закључци се ипак односе и на реални радни процес мотора и указују на трендове деловања појединих утицајних параметара.

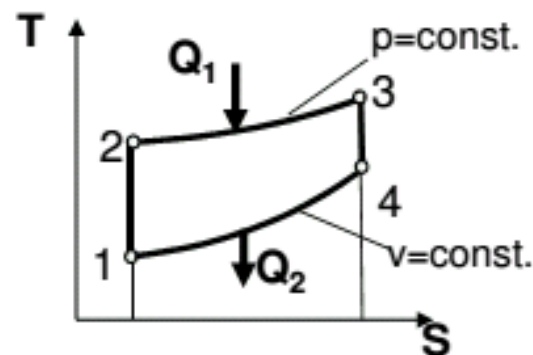
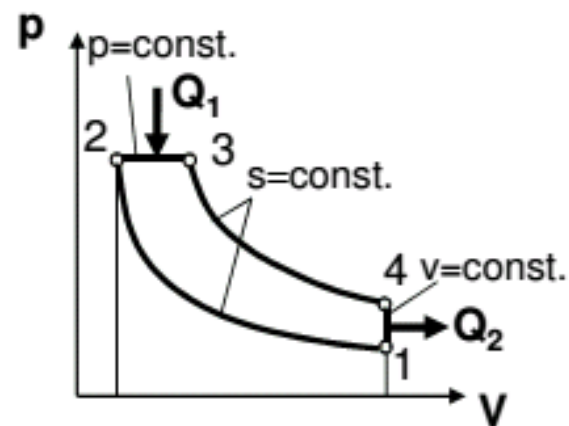


Приказ ТД циклуса

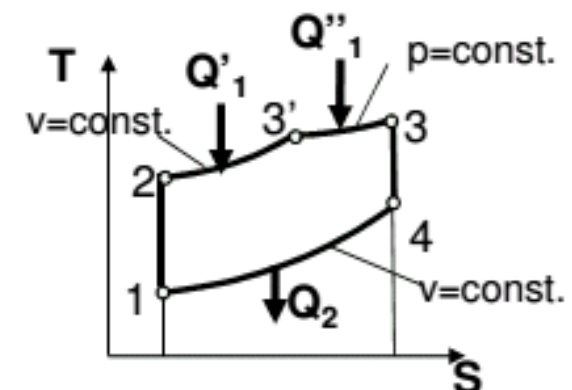
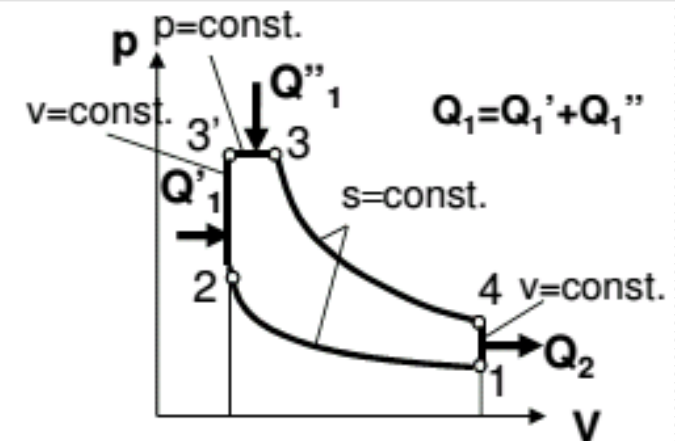
Otto циклус

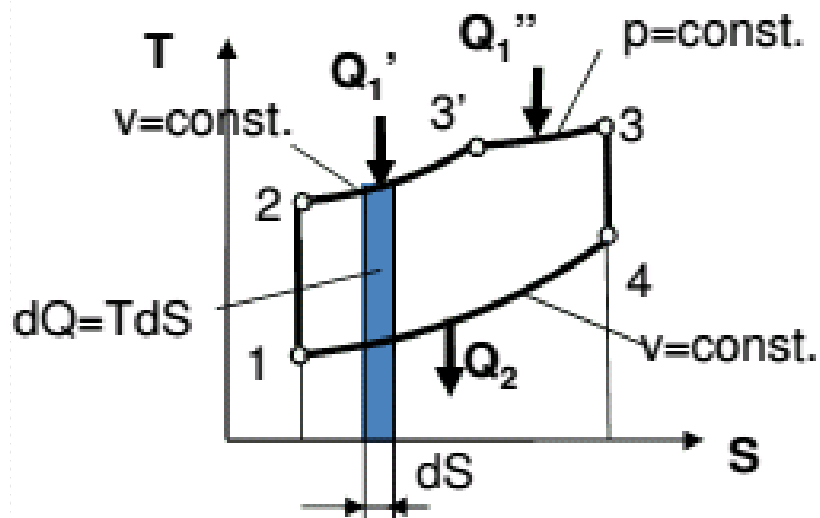
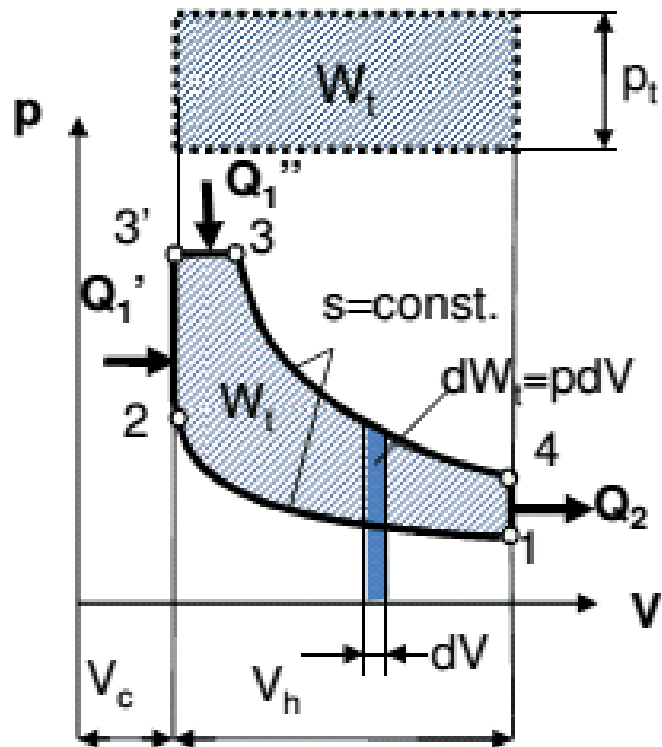


Diesel циклус



Комбиновани циклус (Sabate, Seilinger, Air Dual Cycle)





Показатељи циклуса

- Развијени рад у току циклуса:

$$W_t = \oint p dV$$

- Термодинамички степен корисности (економичност циклуса):

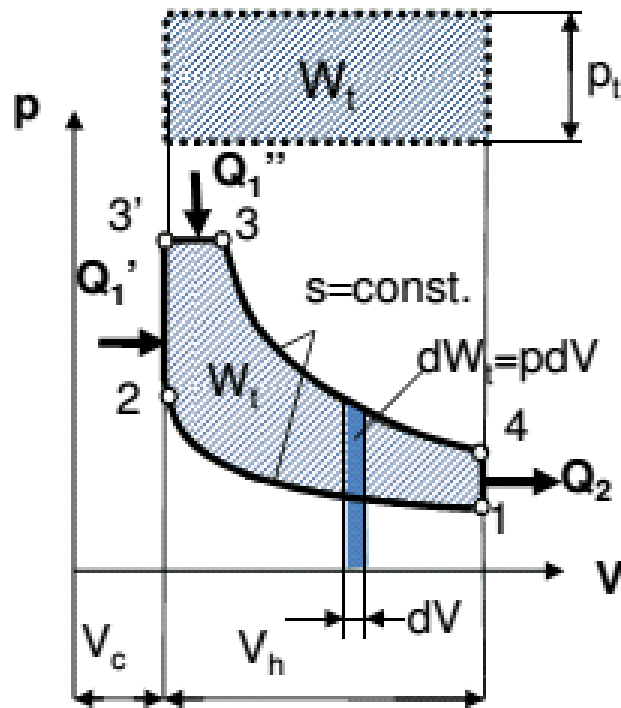
$$\eta_t = \frac{W_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

- Специфични рад циклуса – показатељ ефикасности циклуса:

$$p_t = \frac{W_t}{V_h} = \frac{Q_1 - Q_2}{V_h} \left[\frac{J}{m^3} \right]$$

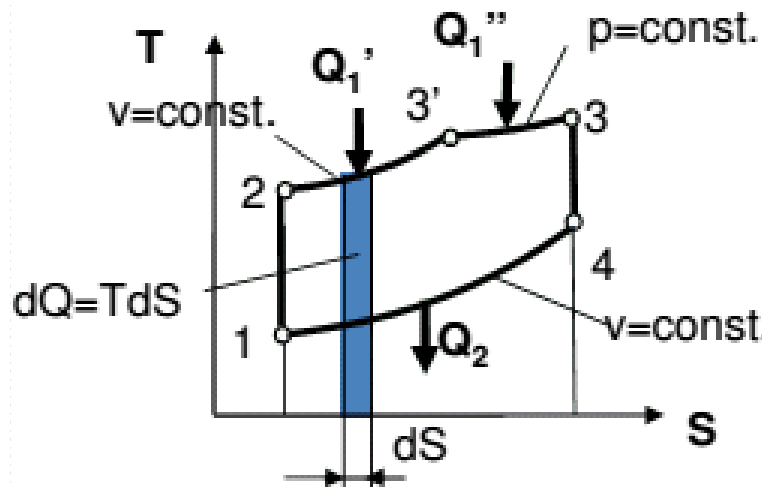
- Специфични рад циклуса или средњи притисак циклуса показује колико се рада моше добити по јединици радне запремине.
- Графички се може приказати ако се површина омеђена циклусом (а која представља развијени рад W_t) представи као правоугаоник конструисан над радном запремином V_h .
- Може се дефинисати и као фиктивна константна вредност притиска која када би деловала у цилиндру, у току једног хода клипа од СМТ до УМТ извршила би исти рад који изврши стварни променљиви притисак у току целог циклуса.
- Не треба га мешати са средњом вредношћу притиска у току циклуса.

Показатељи циклуса



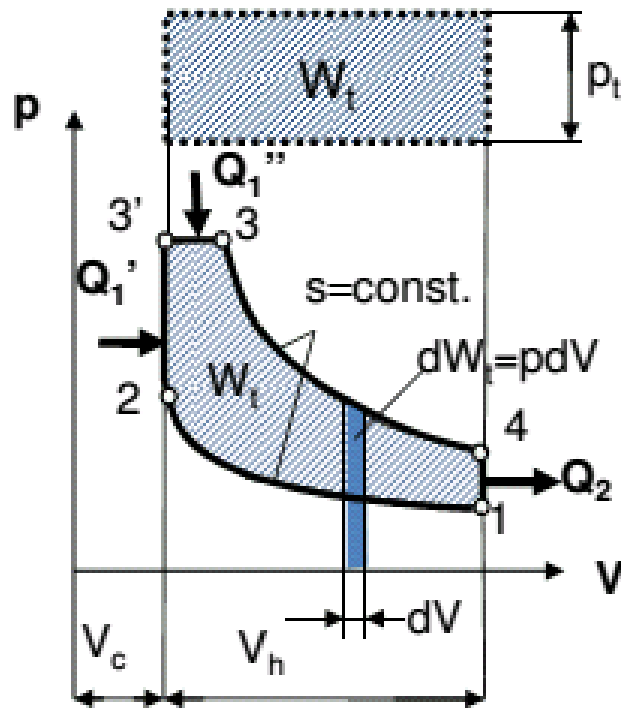
- $\epsilon = V_1/V_2 = (V_c + V_h)/V_c$ – степен сабијања
- $\alpha = p_3/p_2$ – степен пораста притиска у току довођења топлоте
- $\rho = V_3/V_2$ – степен пораста запремине у току довођења топлоте
- □ $\delta = V_4/V_3 = \epsilon/\rho$ – степен ширења
- Стављањем у комбинованом циклусу $\rho = 1$ он постаје ид. терм. Ото циклус, а стављањем $\alpha = 1$ постаје ид. терм. дизел-циклус.

ТЕРМОДИНАМИЧКЕ ОСНОВЕ:



- | | |
|---|--|
| □ Једначина стања | □ Други закон термодинамике |
| □ $pV = mRT$ | □ $dQ = TdS$ |
| □ Први закон термодинамике | □ Једначина изентропе у p-V координатном систему |
| □ $dQ = dU + dW = dU + p dV$
или пошто је $H = U + pV$ | □ $pV^\kappa = \text{const.}$ |
| □ $dQ = dH - V dp$ | □ у V-T координатном систему |
| □ следи при $V = \text{const.}, dV = 0$ | □ $T V^{\kappa-1} = \text{const.}$ |
| □ $dQ = dU = m c_v dT$ | □ експонент изентропе |
| □ и при $p = \text{const.}, dp = 0$ | □ $\kappa = c_p/c_v; c_p - c_v = R$ |
| □ $dQ = dH = m c_p dT$ | |

ТД степен корисности–извођење за комбиновани циклус



$$Q_1' = mc_v(T_3' - T_2)$$

$$Q_1'' = mc_p(T_3 - T_3')$$

$$Q_2 = mc_v(T_4 - T_1)$$

Све температуре се изражавају у функцији почетне T_1 и раније изведених параметара α и

Из једначине изентропе сабијања (1-2) следи:

$$T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1} \text{ odakle je } T_2 = T_1 (V_1/V_2)^{k-1} \rightarrow T_2 = T_1 \epsilon^{k-1}$$

Дељењем левих и десних страна једначина стања за 2 и 3'

$$p_2 V_2 = mRT_2 /$$

$$p_3 V_3' = mRT_3 \quad T_3' = T_2 (p_3/p_2) = T_2 \alpha \rightarrow T_3' = T_1 \alpha \epsilon^{k-1}$$

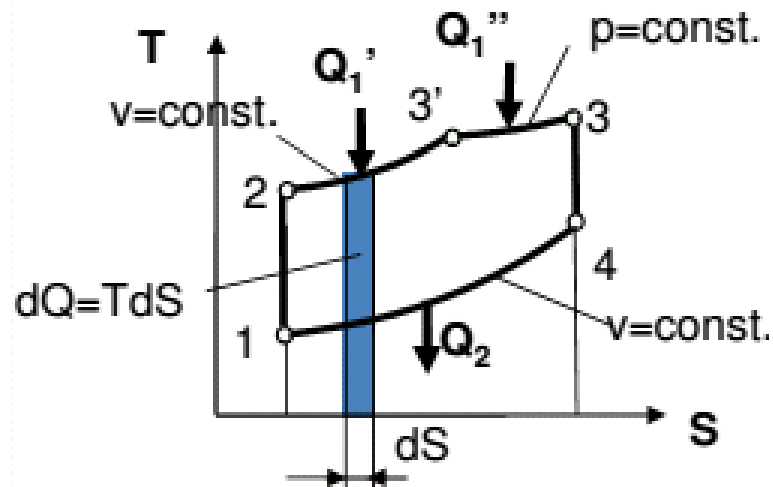
Дељењем левих и десних страна једначина стања за 3' и 3

$$p_3' V_3' = mRT_3' /$$

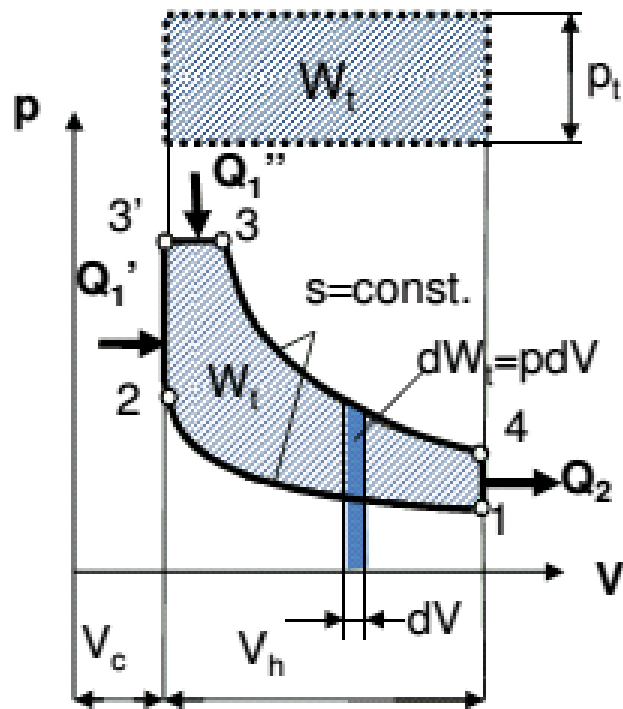
$$p_3 V_3 = mRT_3 \quad T_3 = T_3' (V_3/V_3') = T_3' \rho \rightarrow T_3 = T_1 \alpha \rho \epsilon^{k-1}$$

Из једначине изентропе ширења (3-4) следи:

$$T_4 = T_3 (V_3/V_4)^{k-1} = T_3 / \delta^{k-1}$$



ТД степен корисности–извођење за комбиновани циклус



$$Q_1' = mc_v(T_3' - T_2) \quad T_2 = T_1 \epsilon^{k-1} \quad T_3' = T_1 \alpha \epsilon^{k-1}$$

$$Q_1'' = mc_p(T_3 - T_3') \quad T_3 = T_1 \alpha \rho \epsilon^{k-1}$$

$$Q_2 = mc_v(T_4 - T_1) \quad T_4 = T_1 \alpha \rho^k$$

$$\eta_t^k = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1' + Q_1''}$$

$$\eta_t^k = 1 - \frac{mc_v(T_1 \alpha \rho^k - T_1)}{mc_v(T_1 \alpha \epsilon^{k-1} - T_1 \epsilon^{k-1}) + mc_p(T_1 \alpha \rho \epsilon^{k-1} - T_1 \alpha \epsilon^{k-1})}$$

Комбиновани циклус (Sabate, Seilinger)

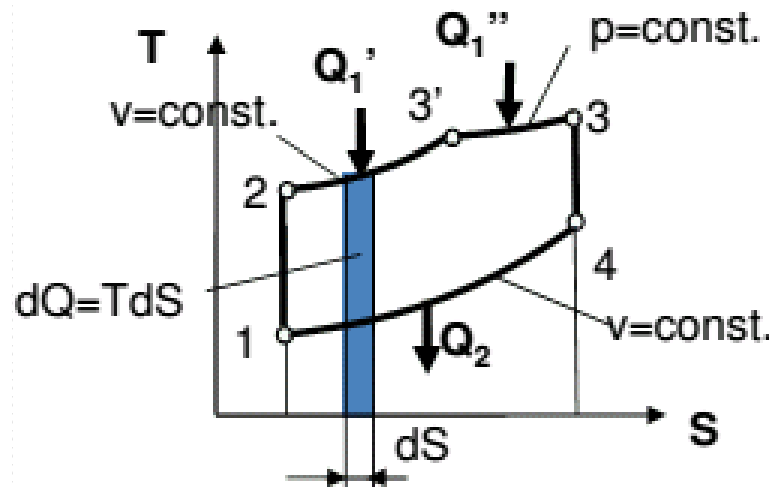
$$\eta_t^k = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\alpha \rho^k - 1}{\alpha - 1 + k \alpha (\rho - 1)}$$

Otto циклус ($\rho=1$)

$$\eta_t^o = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

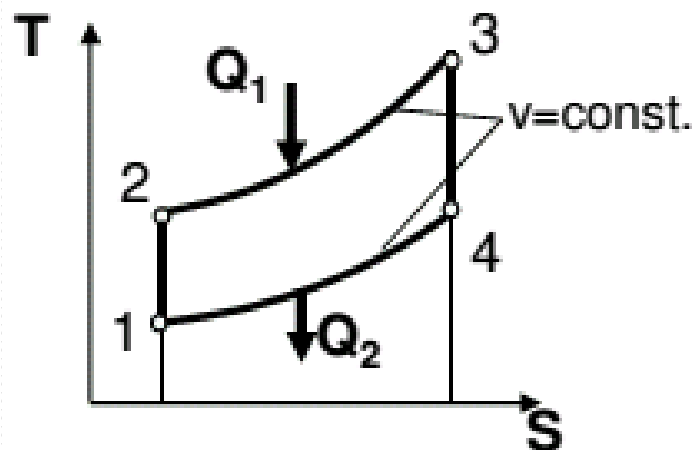
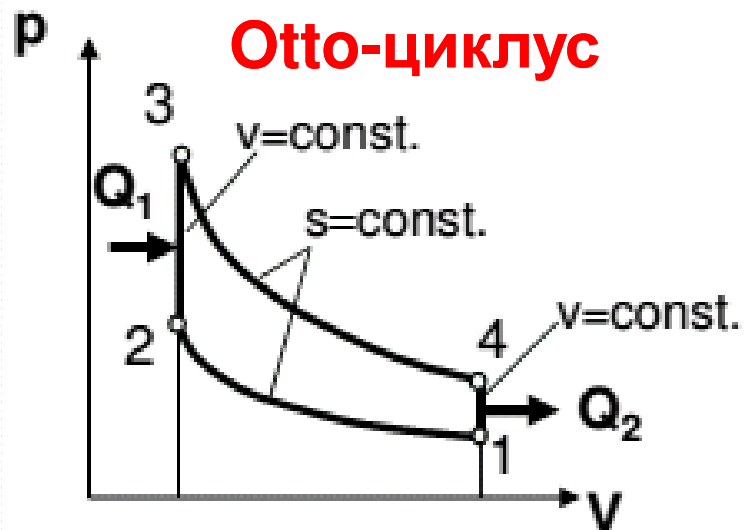
Diesel циклус ($\alpha=1$)

$$\eta_t^d = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}$$



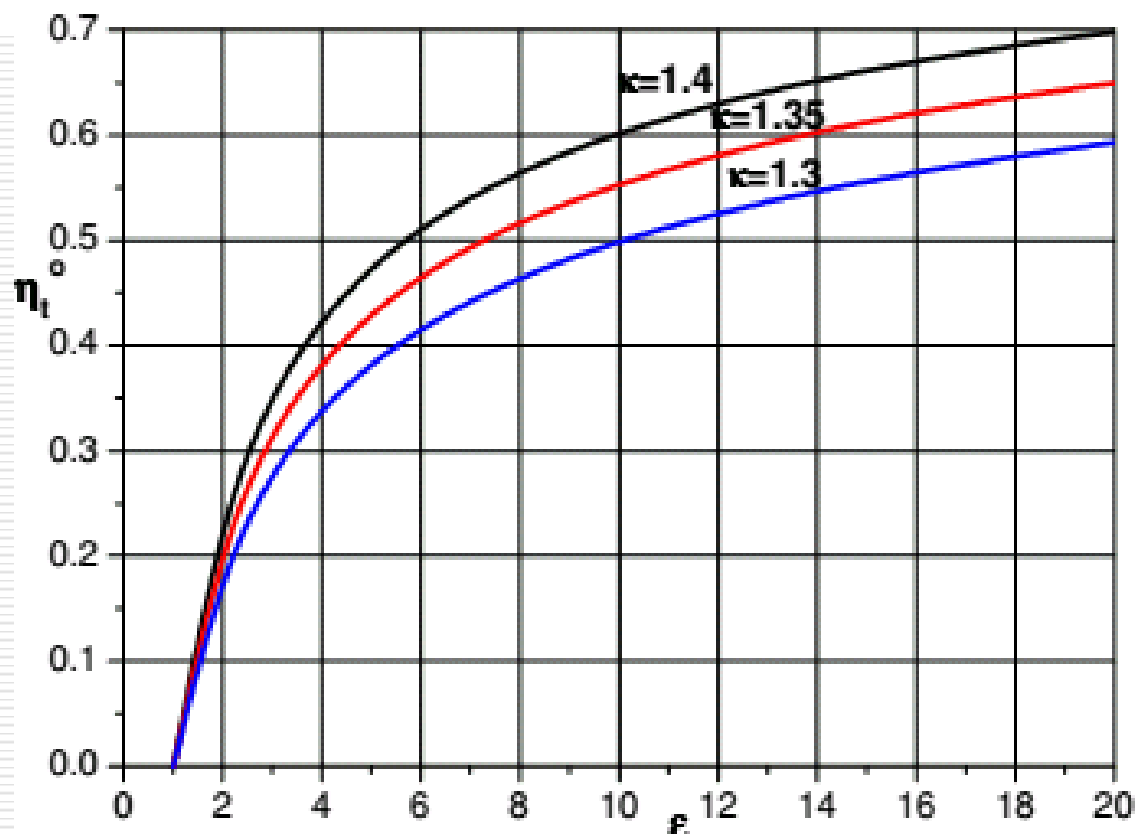
ТД степен корисности– анализа утицајних чинилаца

Otto-циклус

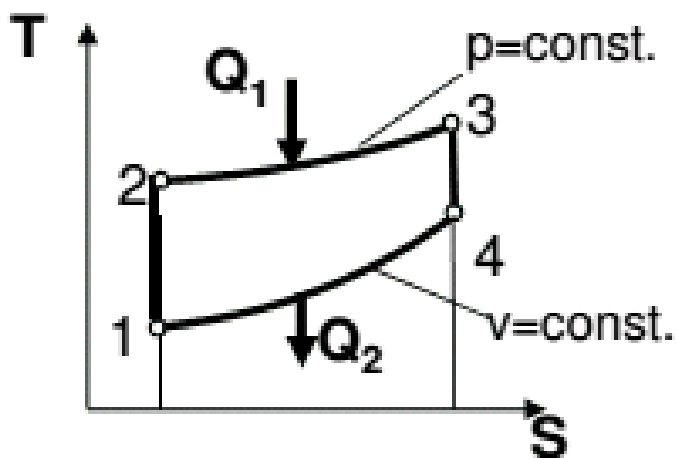
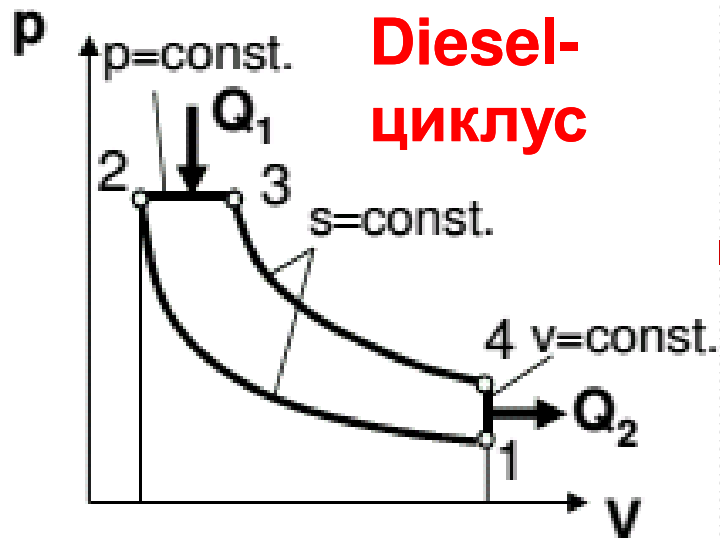


$$\eta_i^o = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

- Највећи утицај на термодинамички степен корисности **ото-циклуса** η_T^o има степен сабијања ε са чијим порастом η_T^o константно расте.
- η_T^o расте са порастом експонента изентропе κ .
- η_T^o не зависи од доведене количине топлоте Q_1 (јер не зависи од α).
- То значи да ако би мотор радио по таквом циклусу теоријски би иста економичност била и при великој и при малој количини

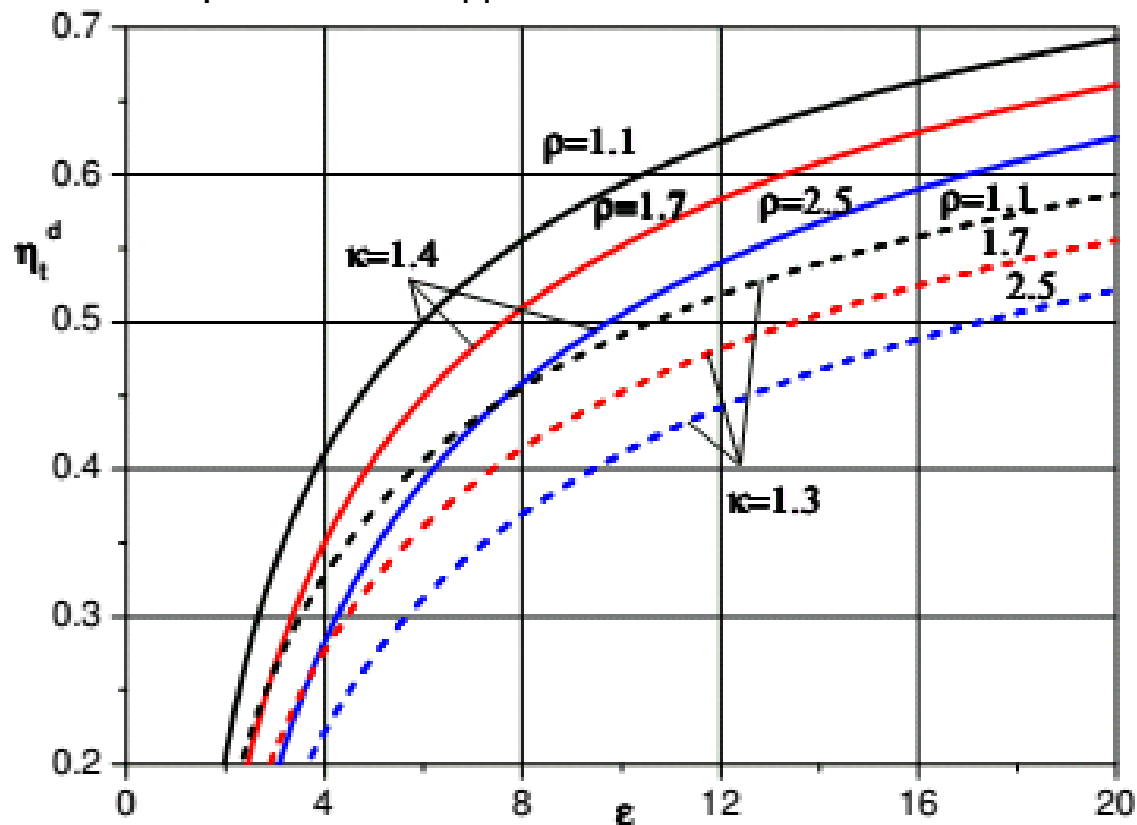


ТД степен корисности– анализа утицајних чинилаца

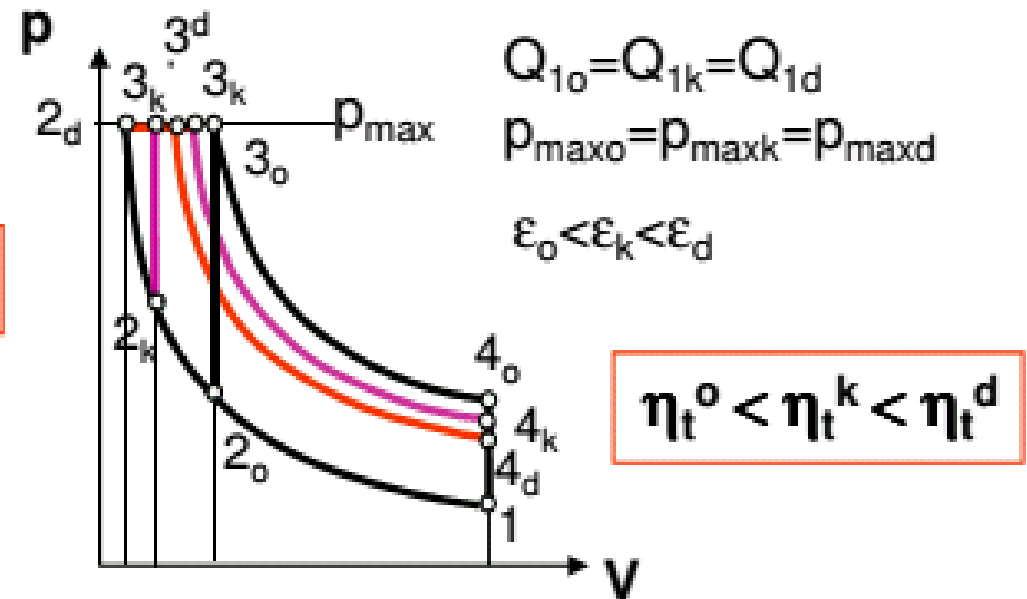
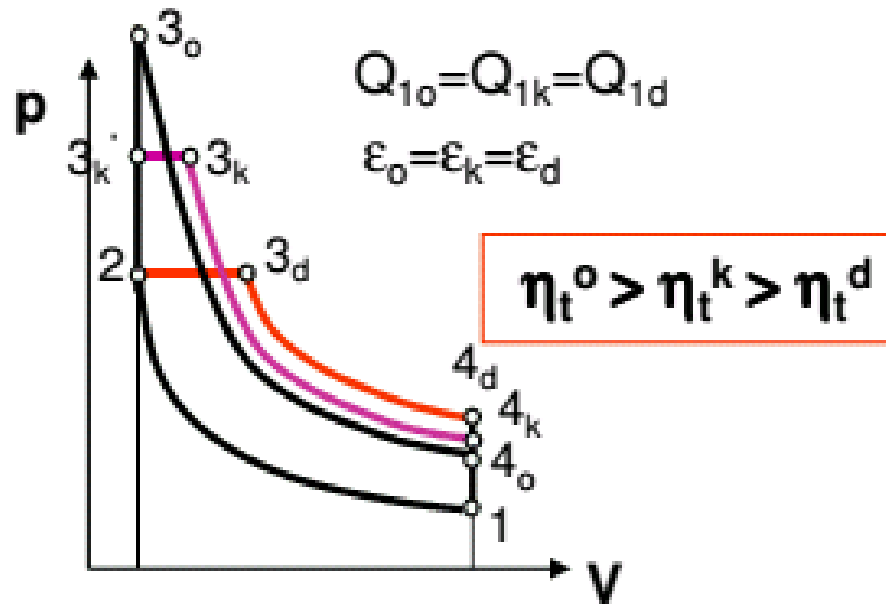


$$\eta_t^d = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa(\rho - 1)}$$

- Утицај степена компресије ε и експонента изентропе κ је исти и код термодинамичког **дизел-циклуса**, тј. ε_t^d расте са порастом ових параметара.
- η_t^d опада са порастом ρ , тј. са порастом доведене количине топлоте Q_1 (јер се довођење топлоте проширује на процес ширења, тј. опада степен ширења).
- То значи да начелно није економично доводити топлоту при **P=цонст.** јер би у том случају код реалног мотора са порастом оптерећења опадала економичност.



Упоређење идеалних термодинамичких циклуса

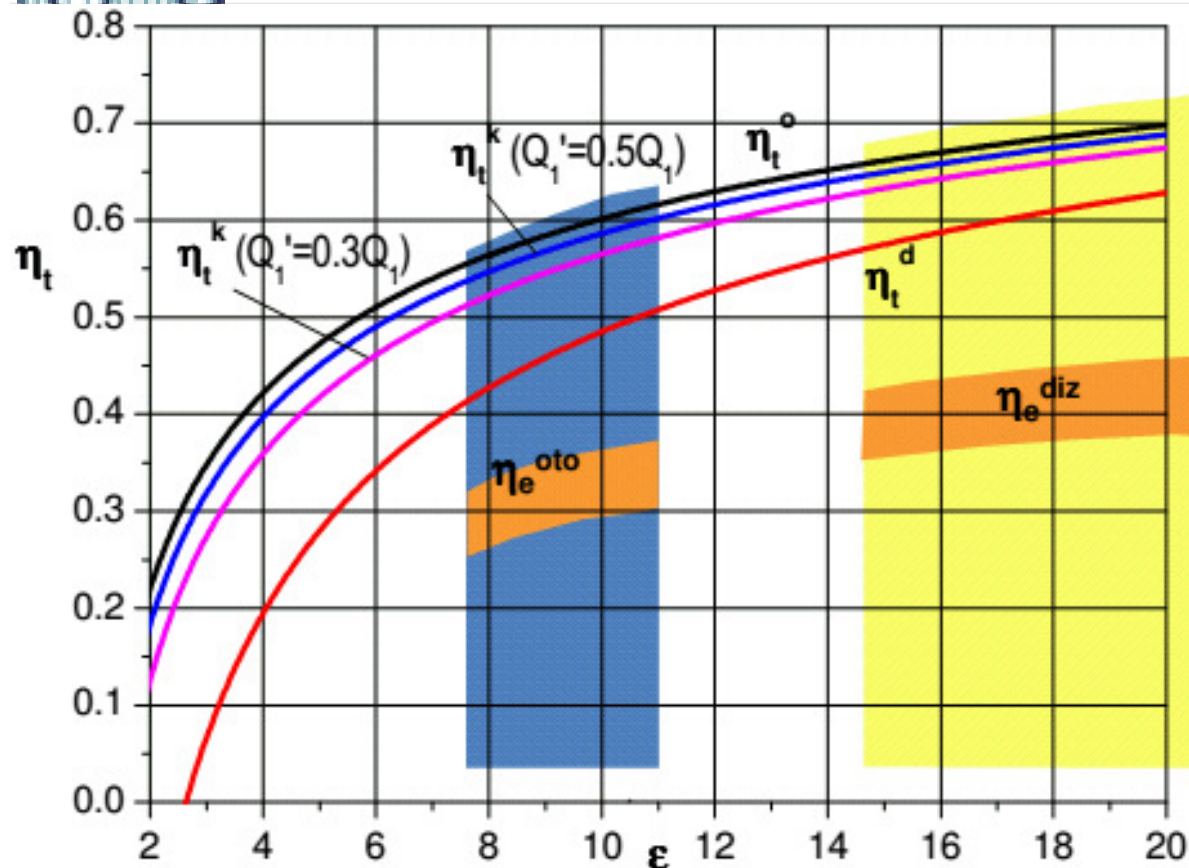


- Ако се циклуси упореде при истој доведеној количини топлоте и при истом степену сабијања најекономичнији је отто-циклус, следи комбиновани, а затим дизел циклус

- Ако се циклуси упореде при истој доведеној количини топлоте и при истом максималном притиску циклуса најекономичнији је дизел циклус, следи комбиновани а затим ото циклус.

- То је због тога јер је у том случају степен сабијања дизел циклуса знатно већи, комбинованог мањи а ото циклуса најмањи

Упоређење идеалних термодинамичких циклуса



□ Степен корисности идеалних термодинамичких циклуса и ефективни степен корисности реалних ото и дизел мотора.

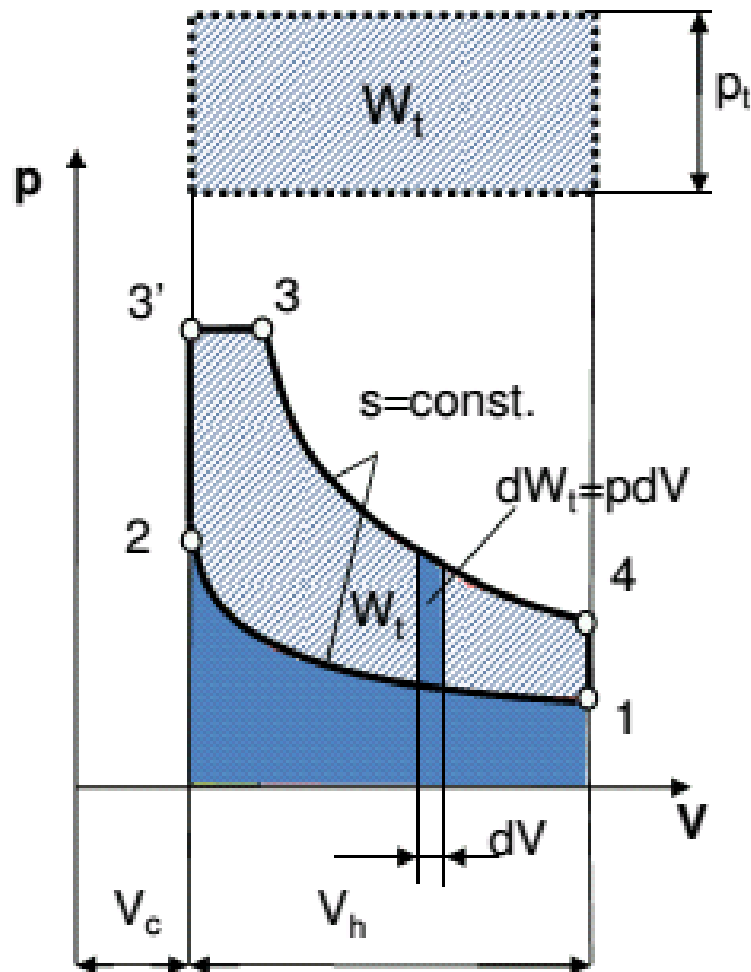
□ Бензински мотори раде са хомогеном смешом и процес сагоревања је бржи тако да су ближи идеалном термодинамичком циклусу са већим уделом довођења топлоте при $V=\text{const}$.

□ Међутим код бензинских мотора постоји опасност од детонантног сагоревања па је и степен сабијања ограничен (7-11).

□ Код дизел мотора опасност од детонације не постоји и може се применити већи степен сабијања.

□ Процес сагоревања хетерогене смеше је спорији (сагоревање контролисано формирањем смеше) тако да је процес ближи комбинованом идеалном термодинамичком циклусу са мањим уделом довођења топлоте при $V=\text{const}$.

Специфични рад идеалног термодинамичког процеса



$$p_t = \frac{W_t}{V_h} = \frac{1}{V_h} \oint p dV ; \quad W_t = \oint p dV$$

- С обзиром на учињене претпоставке (нема губитака осим Q_2) и дефиницију термодинамичког степена корисности развијени рад у циклусу износи:

$$W_t = Q_1 - Q_2 = \eta_t \cdot Q_1$$

$$W_t = W_{3'3} + W_{34} + W_{12}$$

$$W_{3'3} = p_{3'}(V_3 - V_{3'}) = p_{3'} V_{3'}(\rho - 1) = mRT_{3'}(\rho - 1)$$

- Пошто су процеси ширења и сабијања адијабатски, $dQ=0$, то из првог закона термодинамике следи:

$$p_t^k = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon^\kappa}{\varepsilon - 1} \left[\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot (\rho - 1) - \frac{\alpha \cdot \rho^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa - 1}} \right]$$

$$p_t^o = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} (\alpha - 1) \cdot (\varepsilon^{\kappa - 1} - 1)$$

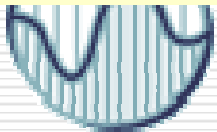
$$p_t^d = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \kappa \cdot (\rho - 1) \cdot \left[\varepsilon^{\kappa - 1} - \frac{\rho^\kappa - 1}{\kappa \cdot (\rho - 1)} \right]$$

$$p dV = -dU ; \quad \int_a p dV = -(U_b - U_a)$$

$$W_{34} = U_3 - U_4 = mc_v(T_3 - T_4) = \frac{mR}{\kappa - 1}(T_3 - T_4)$$

$$W_{12} = U_1 - U_2 = mc_v(T_1 - T_2) = \frac{mR}{\kappa - 1}(T_1 - T_2)$$

Анализа утицајних чинилаца на специфичан рад



$$p_t^k = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon^\kappa}{\varepsilon - 1} \left[\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot (\rho - 1) - \frac{\alpha \cdot \rho^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \right]$$

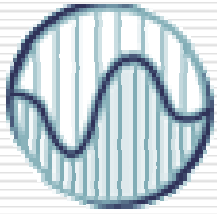
$$p_t^o = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} (\alpha - 1) \cdot (\varepsilon^{\kappa-1} - 1)$$

$$p_t^d = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \kappa \cdot (\rho - 1) \cdot \left[\varepsilon^{\kappa-1} - \frac{\rho^\kappa - 1}{\kappa \cdot (\rho - 1)} \right]$$

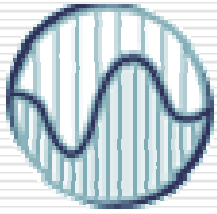
- Специфични рад термодинамичког циклуса расте са порастом степена сабијања ε и то при нижим вредностима ε пораст је стрмији а при вишим блажи.
- Са порастом почетног притиска p_1 расте специфични рад што указује на могућност повећања специфичног рада (и снаге мотора) применом натпуњења.
- Са порастом доведене количине топлоте Q_1 специфични рад расте код сва три циклуса (због пораста α или/и ρ). Треба приметити да код **ото циклуса** са порастом Q_1 (и тиме специфичног рада) не долази до смањења степена корисности (јер η_t^o не зависи од α), док код **комбинованог** и нарочито **дизел циклуса** пораст Q_1 (и развијеног рада) доводи до смањења степена корисности (због пораста ρ).
- Пошто је $p_t = \eta_t \cdot Q_1 / V_h$, све што је закључено при анализи утицајних фактора на термодинамички степен корисности важи и овде, тј. што је већи термодинамички степен корисности биће већи и специфични рад циклуса.

Идеални термодинамички циклуси и реални мотори

- Какву пројекцију има анализа идеалних термодинамичких циклуса у односу на радни процес реалних мотора?
- 1. Позитивно деловање **степен сабијања ϵ** има исти утицај и код реалног мотора. Треба имати на уму да је пораст степена корисности и рада са порастом ϵ најпре врло изражен а затим знатно блажи. Како са порастом ϵ расте и максимални притисак циклуса (и код реалног мотора механички губици) то после извесне вредности даље повећање ϵ није пожељно. Код **ото** мотора је пораст ϵ ограничен опасношћу од детонантног сагоревања.
- 2. **Економичност је већа при раду са сиромашнијом смешом** (јер је веће κ). Реални **ото** мотор, међутим, може радити само са саставом смеше блиским стехиометријском (око $\lambda = 1$), с обзиром на границе упaljивости хомогене смеше. Код **дизел** мотора то ограничење не постоји и он може радити са врло сиромашном смешом.
- 3. **Није ефикасно развлачење довођења топлоте (сагоревања)** на линију ширења (повећање p је неповољно). С друге стране, довођење топлоте при $V = \text{const.}$ није могуће (било би тренутно) а не би било ни пожељно јер би водило превеликом порасту максималног притиска и температуре. Код ото мотора постоји и ограничење због опасности од детонантног сагоревања. Ипак, генерално, повољно је развијање топлоте у околини СМТ, односно, процес сагоревања треба да буде брз да би био ефикасан.
- 4. Најближи реалним процесима мотора је комбиновани циклус. Код реалног **ото** мотора је процес сагоревања хомогене смеше релативно брз тако да је ближи термодинамичком комбинованом циклусу са већим уделом топлоте доведене при $V = \text{const.}$ (Q_1'), док је код **дизел** мотора сагоревање развученије па је он ближи комб. циклусу са нешто мањим уделом Q_1 .



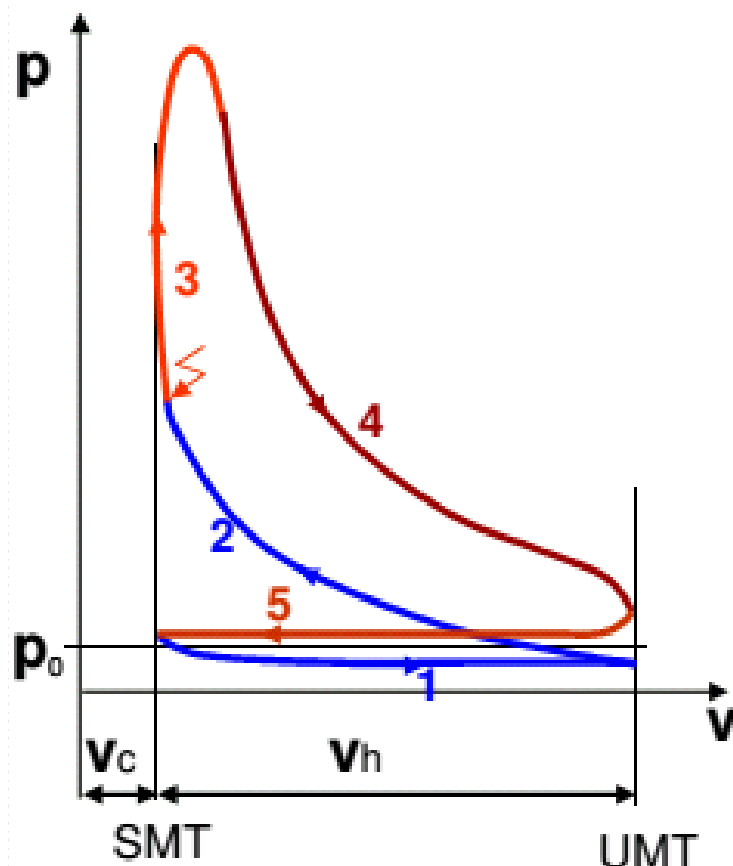
Реални циклуси мотора



Основне претпоставке

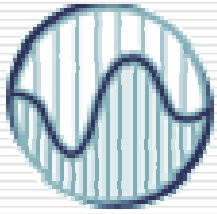
Стварни радни циклус мотора

- Скуп врло сложених физичких и хемијских процеса праћених многобројним губицима који доста одступа од идеалних термодинамичких циклуса.
- Врло га је тешко свеобухватно аналитички изразити.



ПРЕТПОСТАВКЕ

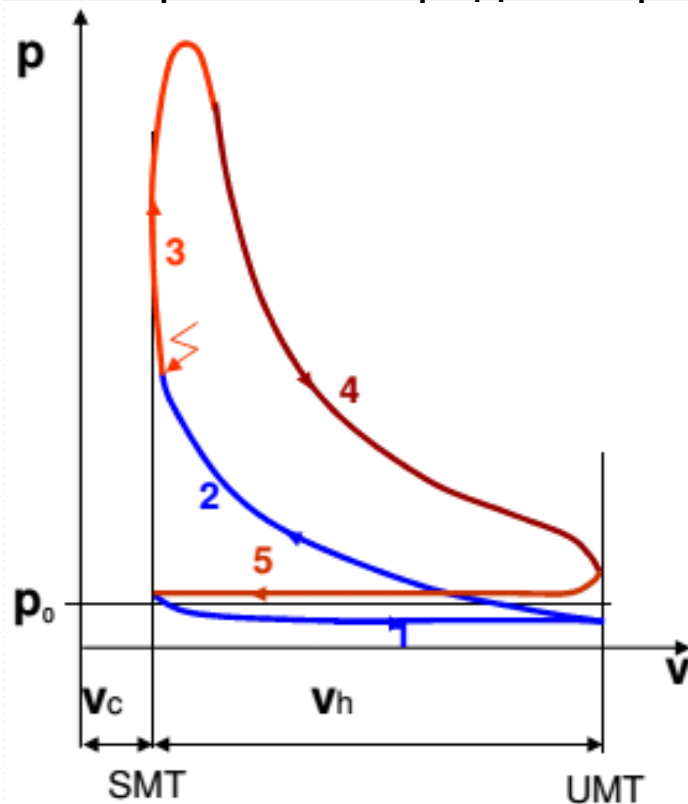
1. Довођење топлоте је континуалан процес сагоревања смеше праћен многим несавршеностима и губицима.
2. Постоје струјни губици током пражњења и пуњења цилиндра.
3. Током целог процеса постоје топлотни губици (одвођење топлоте на околину путем хлађења), нарочито за време процеса сагоревања и ширења.
4. Постоје и други енергетски губици, као незаптивеност радног простора, одвођење топлоте зрачењем, непотпуност сагоревања, несавршена регулација и сл.



Приказ радног процеса

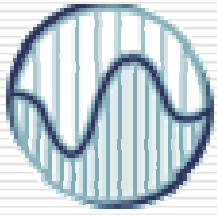
Фазе радног циклуса

1. Пуњење свежом рад. материјом
2. Сабијање
3. Сагоревање
4. Ширење
5. Пажњење радног простора



4 главна процеса која се надовезују

- ☐ I - ПРОЦЕС ИЗМЕНЕ РАДНЕ МАТЕРИЈЕ –
пражњење радног простора (издувавање)
и пуњење свежом радном материјом
(усисавање)
- ☐ II - ПРОЦЕС САБИЈАЊА (КОМПРЕСИЈЕ)
- ☐ III - ПРОЦЕС САГОРЕВАЊА
- ☐ IV - ПРОЦЕС ШИРЕЊА (ЕКСПАНЗИЈЕ)



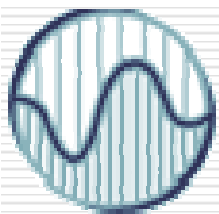
Процес измене радне материје

ЗАДАЦИ И ЦИЉЕВИ

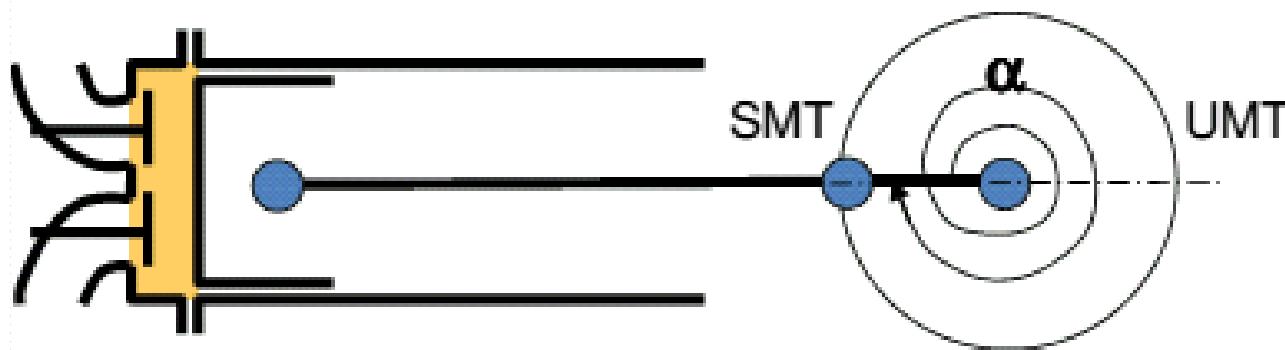
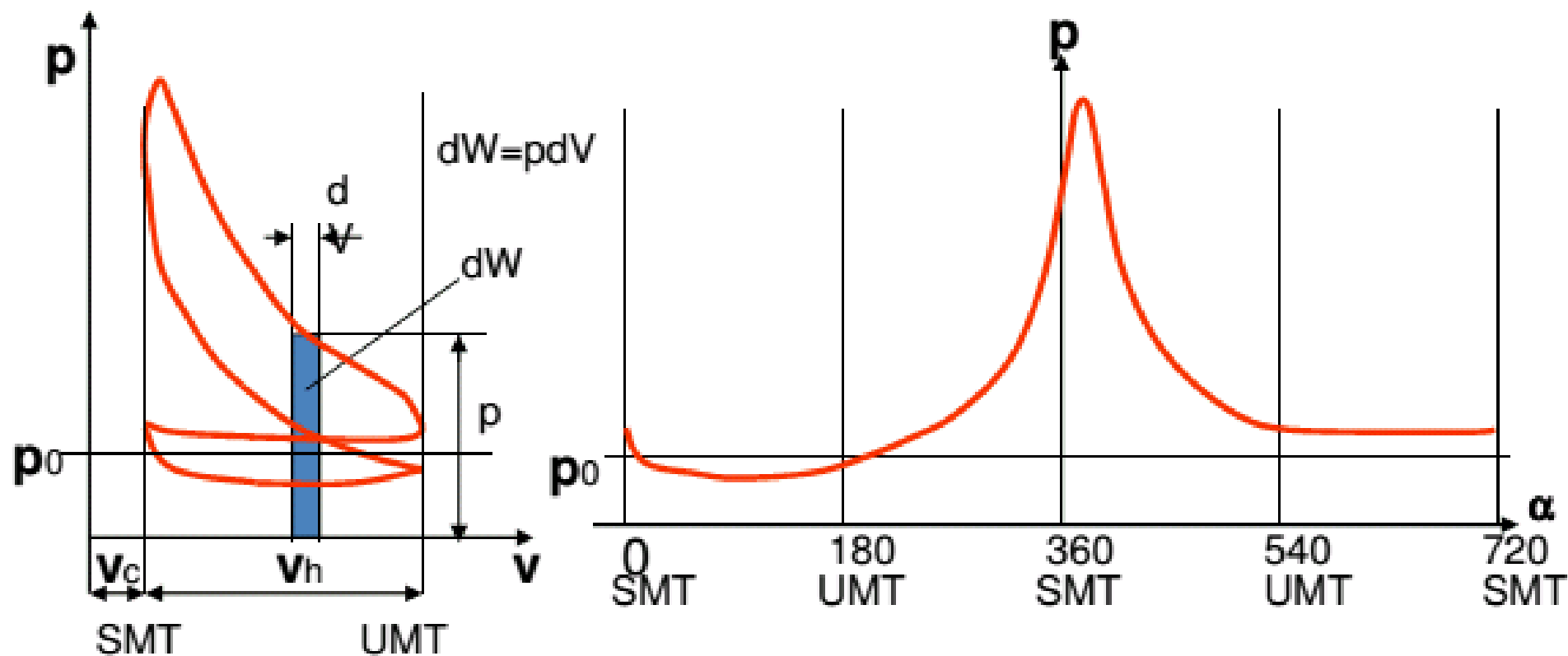
1. Што потпуније пражњење радног простора од продукта сагоревања из претходног циклуса
2. Пуњење радног простора што већом количином свеже радне материје
3. Што мањи утрошак рада при томе

ПОКАЗАТЕЉИ КВАЛИТЕТА ПРОЦЕСА ИЗМЕНЕ РАДНЕ МАТЕРИЈЕ

1. Кофицијент заосталих гасова – $\gamma_r = M_r / M_s$ - показатељ квалитета пражњења (издувавања)
2. Коефицијент пуњења - $\eta_v = m_{stv} / m_{teor}$ - показатељ квалитета пуњења (усисавања)
3. Специфични рад измене радне материје - $\Delta p_p = W_p / V_h$ показатељ утрошка рада



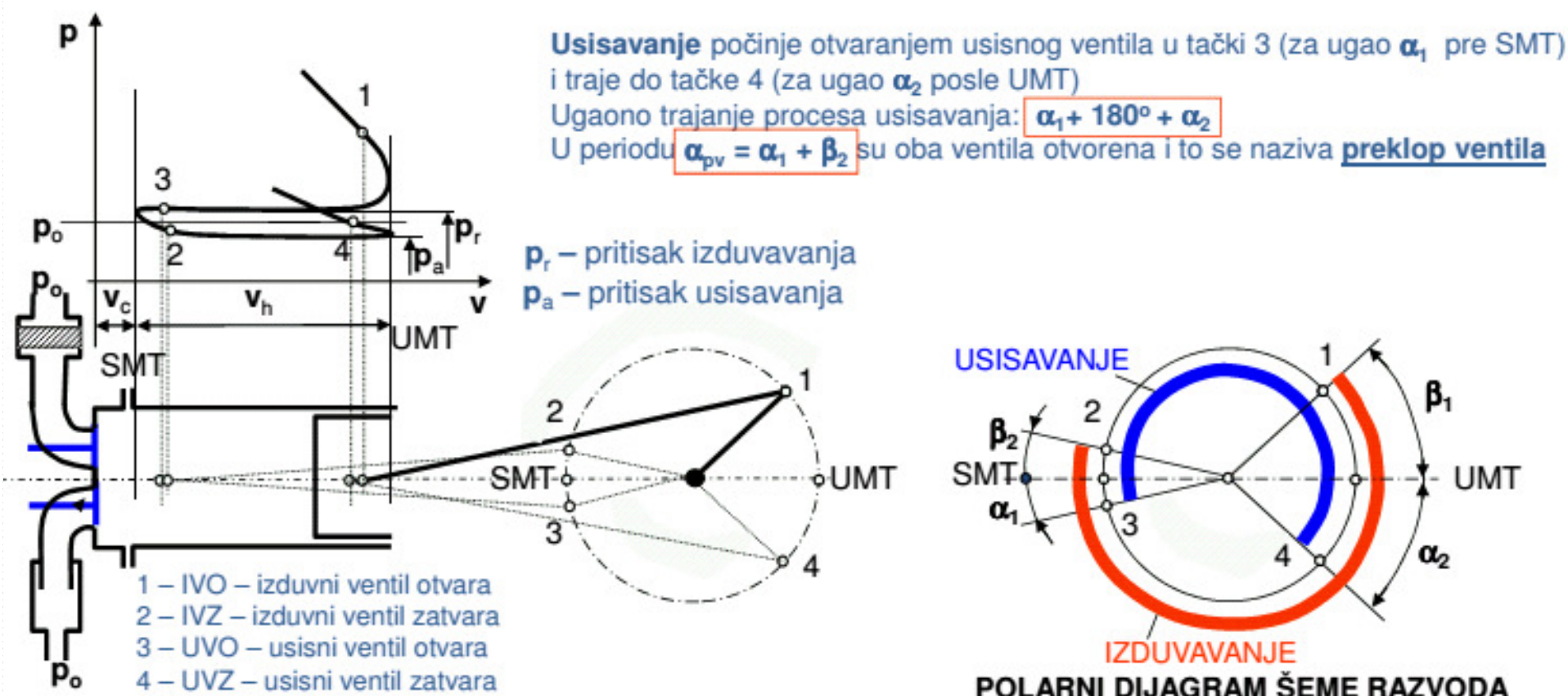
Процес измене радне материје 4-т мотора



Процес измене радне материје 4-т мотора

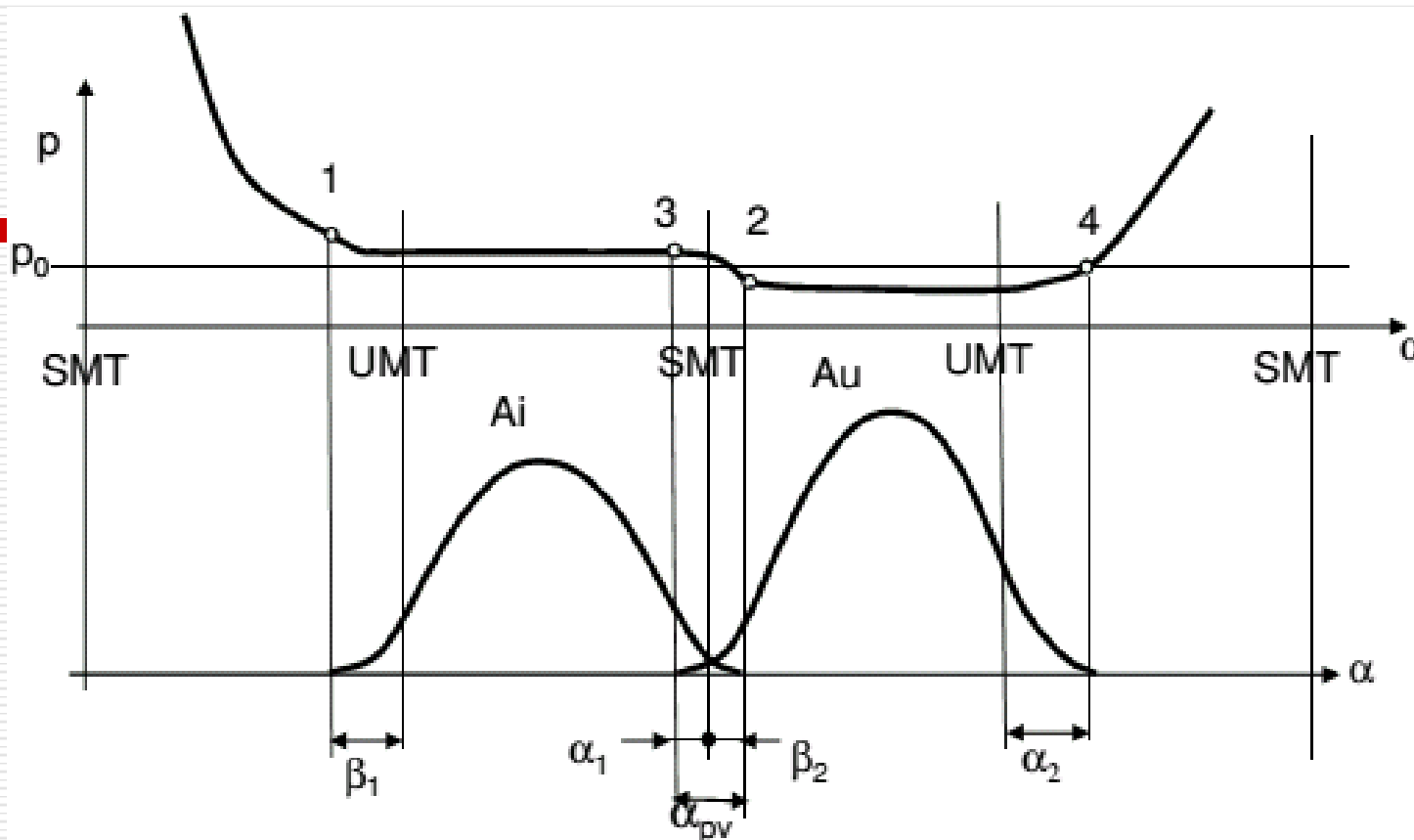
ШЕМА РАЗВОДА

- ❑ Показује углове отварања и затварања разводних органа – вентила
- ❑ Издувавање почиње отварањем издувног вентила у тачки 1 (за угао β_1 пре УМТ) и траје до тачке 2 (за угао β_2 после СМТ)
- ❑ **Период 1 – УМТ** – слободно истицање продуката сагоревања
- ❑ **Период УМТ – СМТ** – принудно издувавање (потискивање клипом)
- ❑ **Период СМТ – 2** - накнадно (допунско) истицање прод. саг.
- ❑ **Угаоно трајање процеса издувавања $\beta_1 + 180^\circ + \beta_2$**





Процес измене радне материје 4-т мотора



A_i – проточна површина издувног вентила

A_u – проточна површина уисног вентила

- ❑ Из динамичких разлога отварање вентила је постепено па је потребно благовремено обезбедити довољан проточни пресек.
- ❑ Коришћење динамичког притиска (инерције) и усмерености гасне струје за додатно издувавање после СМТ, односно, усисавање после УМТ.
- ❑ Начелно, оптималне вредности зависе од брзоходости

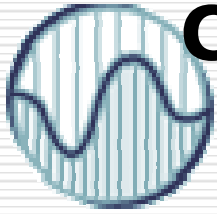
Про

- **β_2 (5 – 30°KB)** – Угао затварања издувног вентила после СМТ. И после СМТ притисак у цилиндру је већи од спољњег тако да је могуће додатно издувавање. Чак и после изједначења притиска могуће је истицање због инерције струје пр. саг. Веће вредности погодне су за веће бројеве обртаја.

□ **α_1 (5 – 25°KB)** – Угао отварања усисног вентила пре СМТ. У принципу веће вредности су погодне за веће бројеве обртаја. Ако је α_1 велики а број обртаја мали (брзина издувавања и инерција струје мала) постоји опасност од продора мање количине прод. саг. у усисни вод који затим бивају усисани натраг у цилиндар у почетном делу усисавања.

Uticaj ugla α_2

Diagram showing the influence of the angle α_2 on the p - V diagram. The vertical axis is pressure p and the horizontal axis is volume V . The diagram shows two curves: a solid line and a dotted line. The solid line represents the process for a larger angle α_2 , and the dotted line represents the process for a smaller angle α_2 . The curves start at a point labeled p_a on the p -axis. The solid curve reaches a maximum pressure p_0 and then decreases towards a point labeled UMT . The dotted curve reaches a lower maximum pressure and also decreases towards UMT . The region between the curves is labeled n -veliko (for the solid curve) and n -malo (for the dotted curve). The points SMT and UMT are marked on the V -axis.



Специјални рад измене радне материје

ПРИТИСАК ИЗДУВАВАЊА

- $p_r = p_o + D_{pr}$
- $p_r = 1.05 - 1.25 \text{ bar}$
- ξ_i – укупни редуковани коефицијент отпора издувног система (узима у обзир трење и све локалне отпоре). Главни и далеко највећи отпор је на самом издувном вентилу
- v_i – средња брзина издувавања (на вентилу) - може се одредити из једначине континуитета

$$\Delta p_p = \frac{W_p}{V_h} \approx \Phi_p (p_r - p_a) = \Phi_p (\Delta p_r + \Delta p_a)$$

Φ_p (0.8-1) коефицијент пумпног рада који узима у обзир облик линија притиска

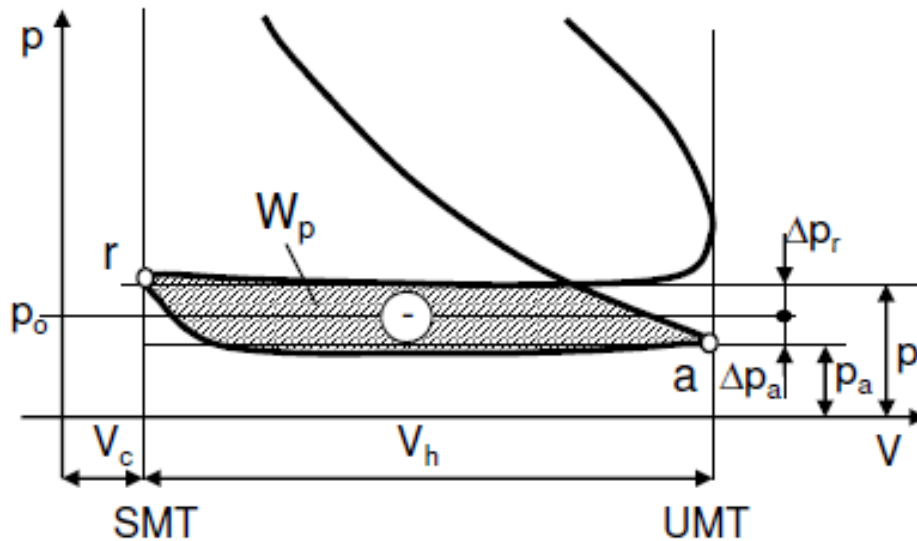
$$v_i A_{iv} = c_m A_k; \quad v_i = c_m \frac{A_k}{A_{iv}}; \quad c_m = \frac{S \cdot n}{30}; \quad v_i \approx 80 - 100 [m/s]$$

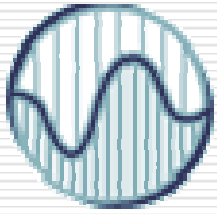
ПРИТИСАК УСИСАВАЊА

- $p_a = p_o - D_{pa}$
- ξ_u – укупни редуковани коефицијент отпора усног система (узима у обзир трење и све локалне отпоре). Главни и далеко највећи отпор је на самом издувном вентилу
- v_u – средња брзина издувавања (на вентилу) - може се одредити из једначине континуитета.

$$\Delta p_a \approx \xi_u \rho_u \frac{v_u^2}{2}$$

$$v_u A_{uv} = c_m A_k; \quad v_u = c_m \frac{A_k}{A_{uv}}; \quad v_u \approx 60 - 80 [m/s]$$





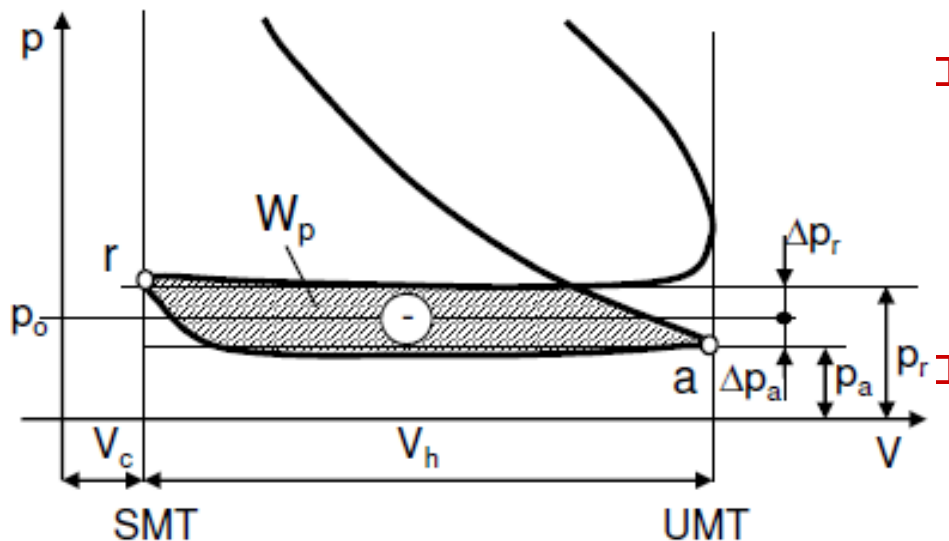
Коефицијент заосталих гасова

КОЕФИЦИЈЕНТ ЗАОСТАЛИХ ГАСОВА

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_s}$$

$$\Delta p_p = \frac{W_p}{V_h} \approx \Phi_p (p_r - p_a) = \Phi_p (\Delta p_r + \Delta p_a)$$

Φ_p (0.8-1) коефицијент пумпног рада који узима у обзир облик линија притиска



Oto motori $\gamma_r = 0.06-0.15$
Dizel motori $\gamma_r = 0.03-0.06$

- **M_r** – број молова заосталих прод. сагоревања
- **M_s** – број молова свежег пуњења
- Из моларних једначина стања за стање "r" прод. сагор. И референтно стање "0" за свеже пуњење добија се:

$$p_r V_c = R_u M_r T_r$$

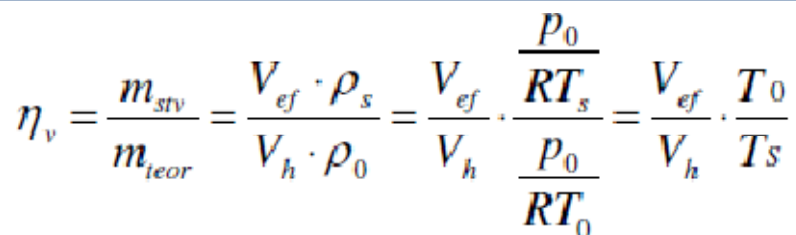
$$p_0 V_{stv} = R_u M_s T_0$$

- **$V_{stv} = \eta_v V_h$** – запремина коју заузима свеже пуњење при **p_0** и **T_0**

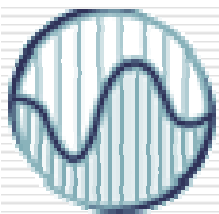
$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_s} = \frac{p_r}{p_0} \frac{T_0}{T_r} \frac{1}{\eta_v (\varepsilon - 1)}$$

Ако се "коефицијентом продувавања" **Φ_r** = 0.8-1 узме у обзир допунско истицање прод. саг после СМТ (до затварања изд. вентила,

$$\gamma_r = \Phi_r \frac{p_r}{p_0} \frac{T_0}{T_r} \frac{1}{\eta_v (\varepsilon - 1)}$$



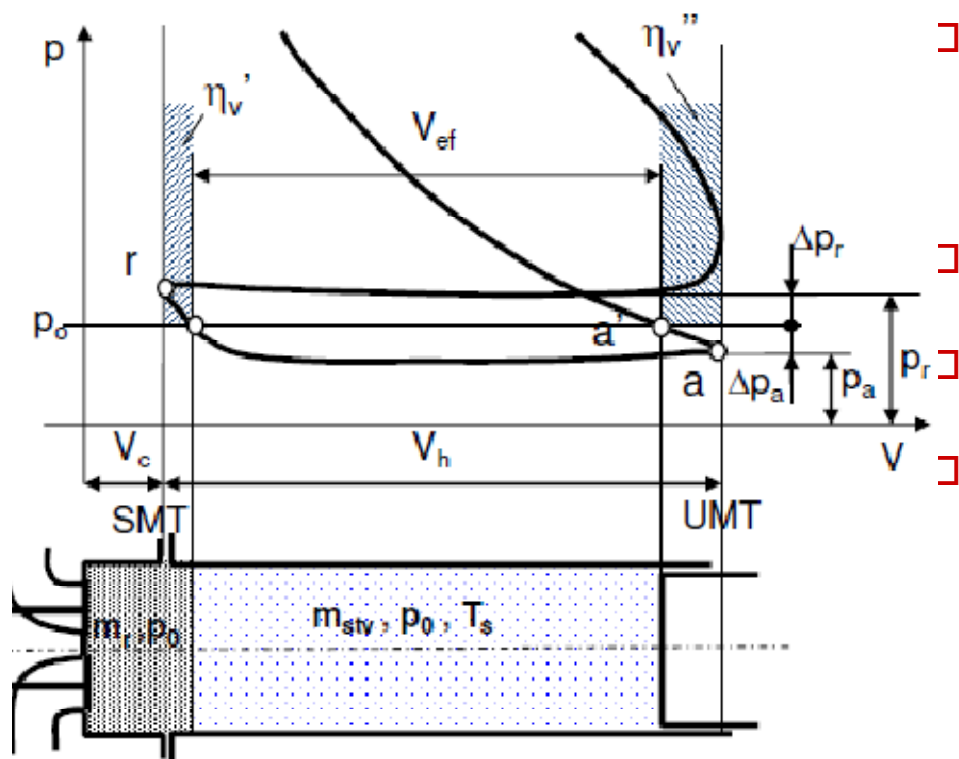
Стварно усисана маса свежег пуњења m_{stv} зависи од више фактора. При стању p_0, T_0 заузима неку стварну запремину V_{stv} . На крају процеса пуњења (затварање усисног вентила) код усисног мотора притисак свежег пуњења је приближно једнак притиску околине p_0 (код усисног мотора) а температура је T_s (тачка а'). Под тим условима свеже пуњење заузима запремину V_{ef} .



Коефицијент пуњења мотора

$$\frac{V_{ef}}{V_h} = \eta_v' \cdot \eta_v''; \quad \frac{T_0}{T_s} = \eta_v''';$$

$$T_s = T_0 + \Delta T$$



□ $\Delta T_s = 0-40 \text{ K}$ пораст температуре свежег пуњења при усисавању

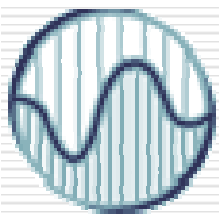
$$\eta_v = \eta_v' \cdot \eta_v'' \cdot \eta_v'''$$

□ η_v' – експанзионни коефицијент пуњења који зависи од Δp_r (од отпора издувавања)

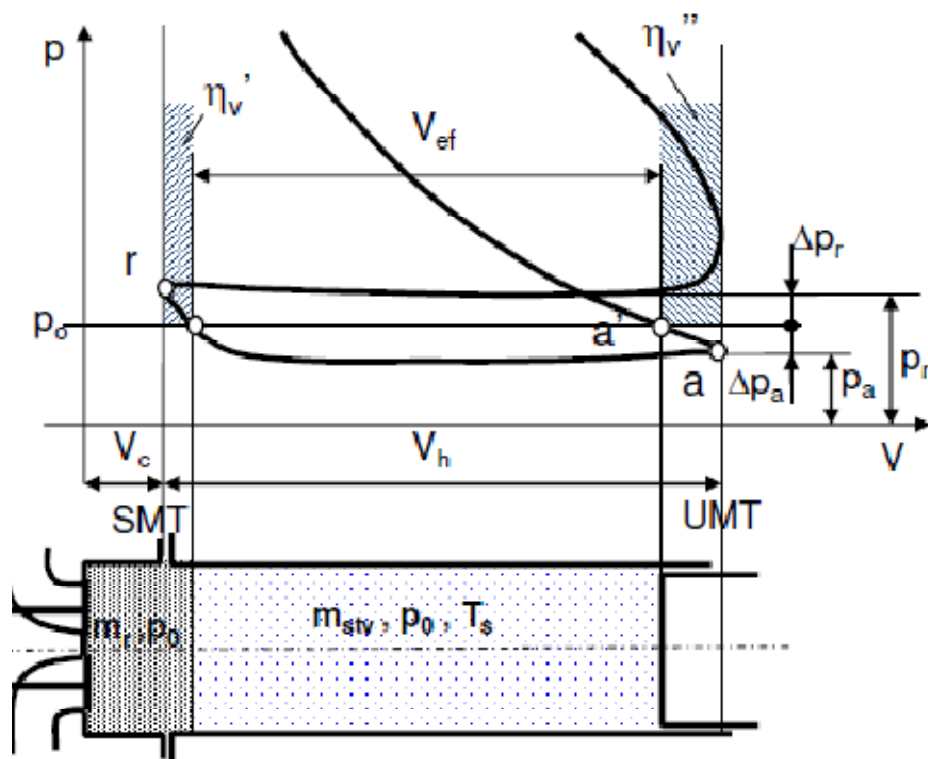
□ η_v'' – кинематски коефицијент пуњења који зависи од Δp_a (од отпора усисавања)

□ η_v''' – густински коефицијент пуњења који код усисног мотора зависи од пораста температуре свежег пуњења.

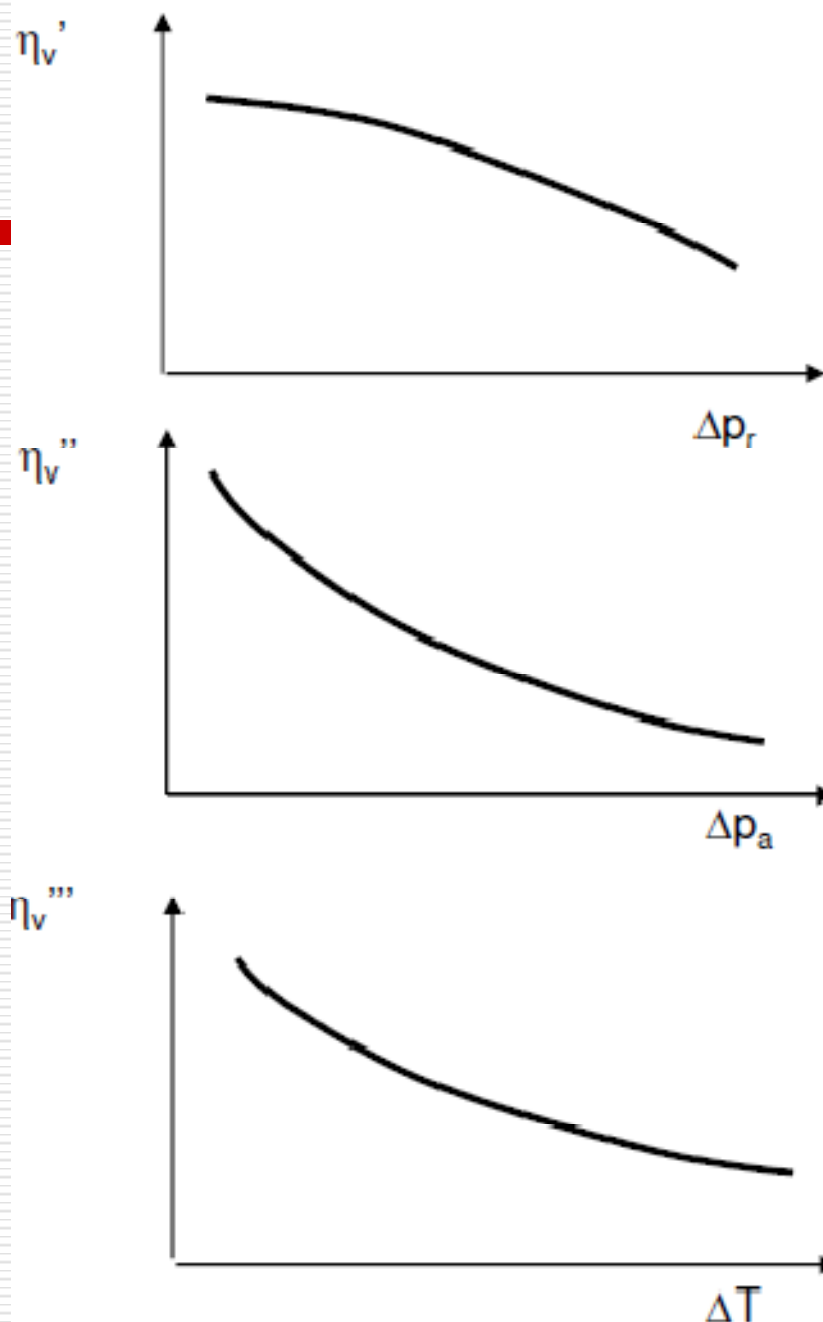
$$\eta_v = \frac{m_{stv}}{m_{teor}} = \frac{V_{ef} \cdot \rho_s}{V_h \cdot \rho_0} = \frac{V_{ef}}{V_h} \cdot \frac{\rho_s}{\rho_0} = \frac{V_{ef}}{V_h} \cdot \frac{p_0}{RT_s} = \frac{V_{ef}}{V_h} \cdot \frac{T_0}{T_s}$$



Коефицијент пуњења мотора



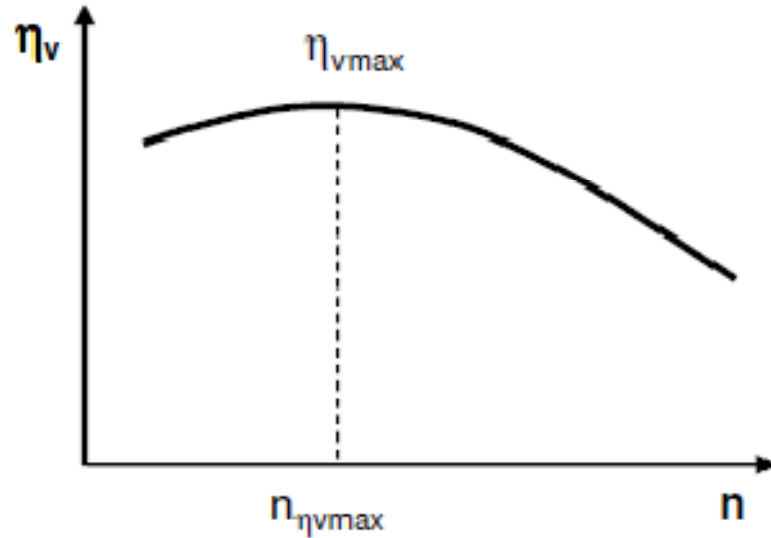
$$\eta_v = \frac{m_{stv}}{m_{teor}} = \frac{V_{ef} \cdot \rho_s}{V_h \cdot \rho_0} = \frac{V_{ef}}{V_h} \cdot \frac{\frac{p_0}{RT_s}}{\frac{p_0}{RT_0}} = \frac{V_{ef}}{V_h} \cdot \frac{T_0}{T_s}$$





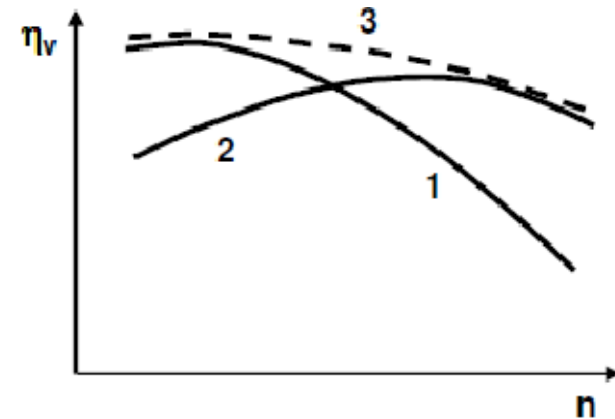
Коефицијент пуњења мотора

□ ТОК КОЕФИЦИЈЕНТА ПУЊЕЊА СА ПРОМЕНОМ БРОЈА ОБРТАЈА МОТОРА



- Поред струјних губитака који расту са квадратом броја обртаја (n^2), на коефицијент пуњења η_v битан утицај имају и динамицки ефекти (инерција гасне струје) на чије искоришћење утиче шема развода. Због тога η_v не опада монотонно са порастом n већ има максимум на броју обртаја за који је изабрана шема развода оптимална. На нижим бројевима обртаја се јављају повратна струјања јер су углови шеме развода превелики за смањену инерцију гасне струје.

□ УТИЦАЈ ШЕМЕ РАЗВОДА НА ТОК КОЕФИЦИЈЕНТА ПУЊЕЊА

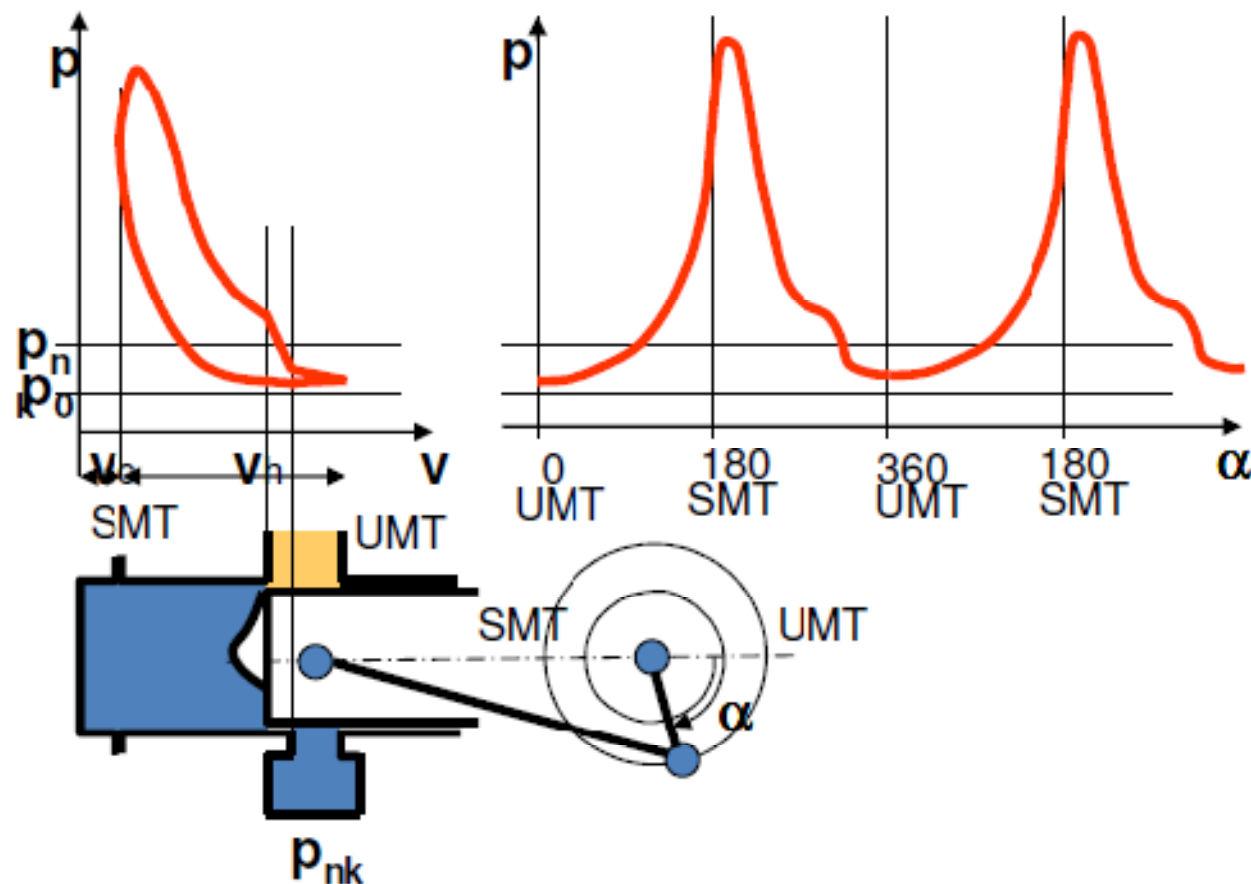


- **крива 1** – Ток коефицијента пуњења за “спороходу” шему развода. Углови отварања и затварања вентила су нацелно мали тако да се слабо користи инерција струје на великим бројевима обртаја
- **крива 2** – Ток коефицијента пуњења за “брзоходу” шему развода. Углови отварања и затварања вентила су нацелно велики тако да се на високим бројевима обртаја добро користи инерција струје али су на ниским n изражена повратна струјања.
- **крива 3** – Ток коефицијента пуњења када би шема развода била континуално променљива.

Процес измене радне материје 2-т мотора

ОСНОВНЕ РАЗЛИКЕ У ОДНОСУ НА ПРОЦЕС ИЗМЕНЕ РАДНЕ МАТЕРИЈЕ КОД 4-Т МОТОРА:

- ❑ 1. Цео процес измене радне материје се код 2-т мотора обавља у околини УМТ
- ❑ 2. Процес пражњења и пуњења се одвија истовремено.
- ❑ 3. Клип регулише развој радне материје.
- ❑ 4. Да би свеже пуњење уопште могло да уђе у цилиндар потребно га је претходно **сабити у напојном компресору (притисак p_{nk})**.



$$p_a = 0.85 - 0.9 \text{ bar}$$

Процес измене радне материје 2-т мотора

ФАЗЕ ПРОЦЕСА:

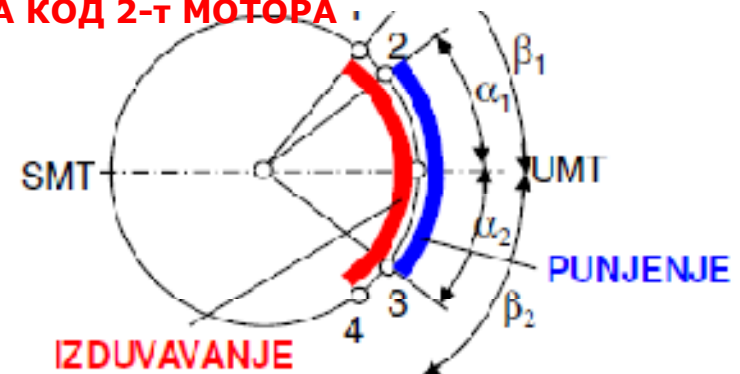
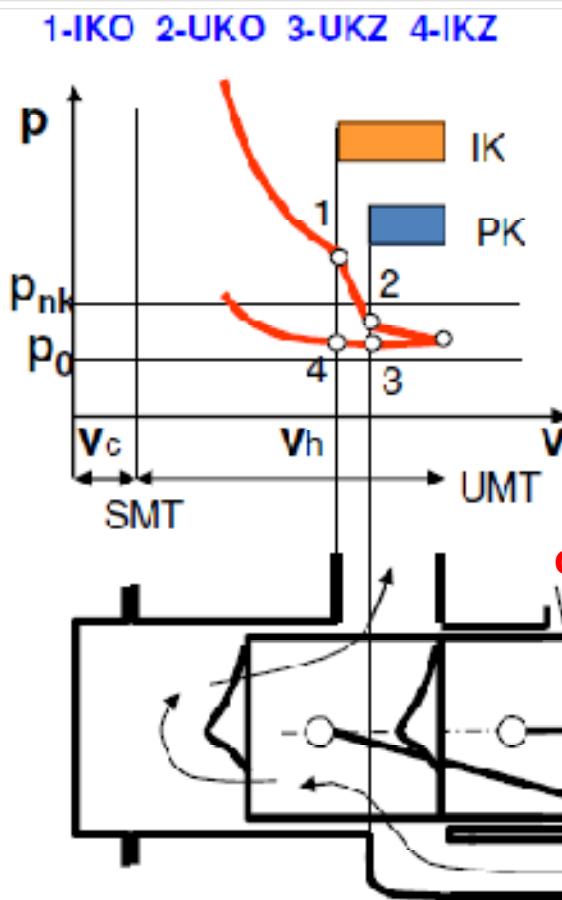
- **1-2 Слободно истицање** – најпре се мора отворити излазни канал у тацки 1 (за угао β_1 пре УМТ) како би притисак у цилиндру опао и тиме при отварању улазног канала у тацки 2 био омогућен улаз свежег пуњења. Продукти сагоревања слободно истицу из цилиндра под знатним натпритиском.

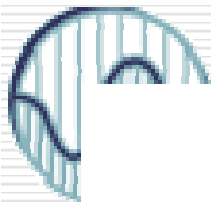
2– УМТ-3 Испирање цилиндра – пошто се у тацки 2 (угао α_1 пре УМТ) отвара и улазни канал (који се у случају испирања кроз моторску куцицу назива “предишни канал”) почиње улазак свежег пуњења под притиском напојног компресора, које пред собом потискује продукте сагоревања и врши “**испирање цилиндра**”. При томе неминовно долази до делимицног мешања тако да један део свежег пуњења излази са продуктима сагоревања, а такое у неким зонама цилиндра заостају продукти сагоревања.

3 - 4 Накнадно истицање – пошто се у тацки 3 (угао α_2 после УМТ) затвара улазни канал то до тацке 4 (угао β_2 после УМТ) имамо накнадно истицање прод. саг. и нажалост једног дела свежег пуњења што је неповољно али неминовно при “симетричној шеми развода” каква је у овом случају. Због **симетрије** у односу на УМТ:

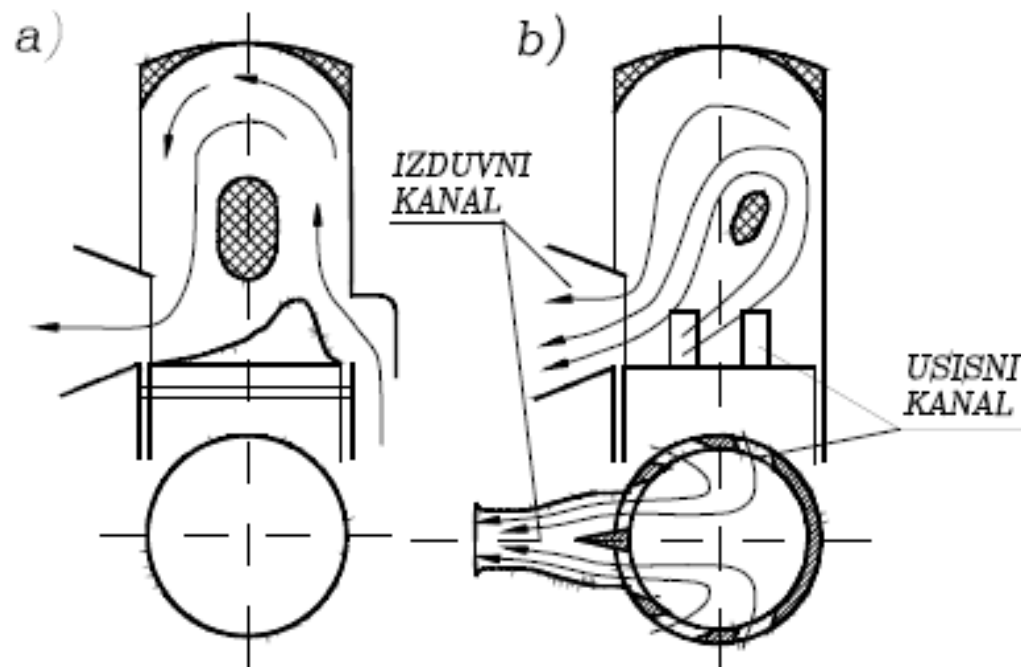
$\beta_1 = \beta_2$ и $\alpha_1 = \alpha_2$ Пошто мора бити $\beta_1 > \alpha_1$ то је и $\beta_2 > \alpha_2$

СИМЕТРИЧНА ШЕМА РАЗВОДА КОД 2-Т МОТОРА



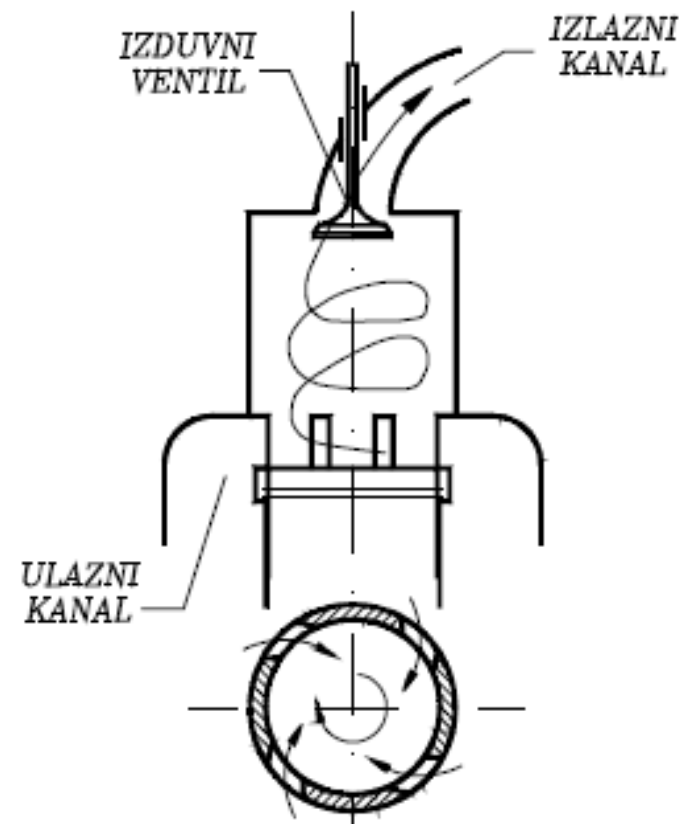


Системи испирања код 2-т мотора



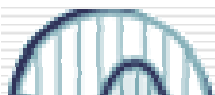
POPREČNO ISPIRANJE

POVRATNO ISPIRANJE



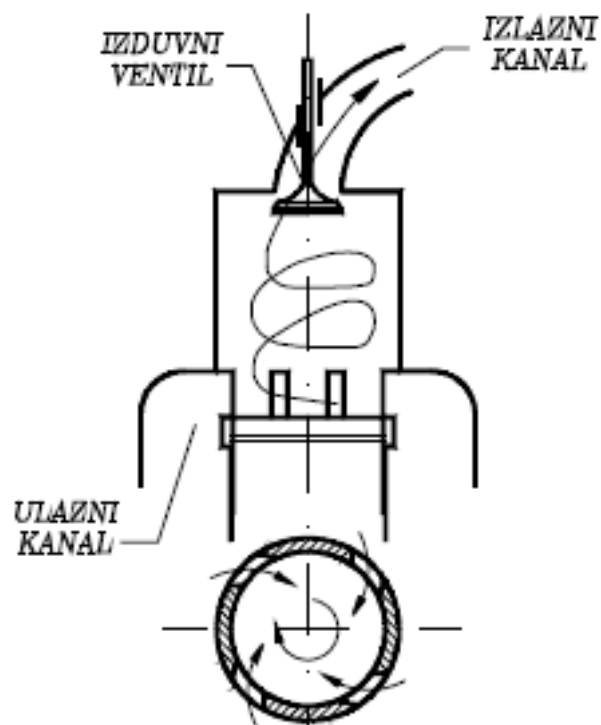
JEDNOSMERNO ISPIRANJE

- ❑ Процес измене радне материје није код 2-т мотора тако потпун као код 4-т. Коефицијент пуњења је мањи а коефицијент заосталих гасова већи него код 4-т, због чега је и специфични рад циклуса нацелно мањи.
- ❑ Из наведених разлога развијена снага 2-т мотора је у односу на 4-т већа у просеку за 50-80% (не два пута иако је број радних циклуса 2х већи при истом броју обртаја).
- ❑ Предност 2-т мотора је у њиховој једноставности и високој специфичној снази. Велика мана је лоша издувна емисија, нарочито код малих 2-т ото мотора.



JEDNOSMERNO ISPIRANJE

Системи испирања код 2-т мотора



- Најквалитетније испирање јер су неиспране зоне минималне
- Шема развода може бити несиметрична пошто се издувавање остварује преко издувног вентила којим управља брегасто вратило. Сада је могуће $\beta_2 < \alpha_2$ чиме се постиже накнадно пуњење у периоду од тацке 4 (IKZ) до тацке 3 (UKZ)

NESIMETRIČNA ŠEMA RAZVODA KOD 2-t MOTORA

$$b_1 > a_1$$

$$a_1 = a_2$$

$$b_2 < a_2$$

u periodu 4-3 se umesto naknadnog izduvavanja ostvaruje naknadno punjenje

