

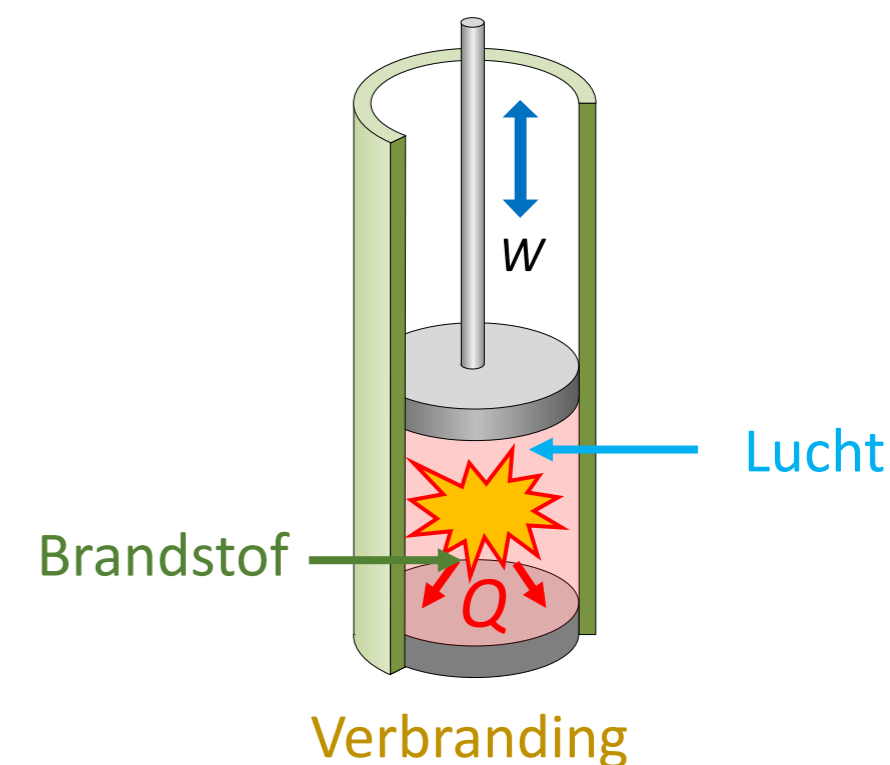
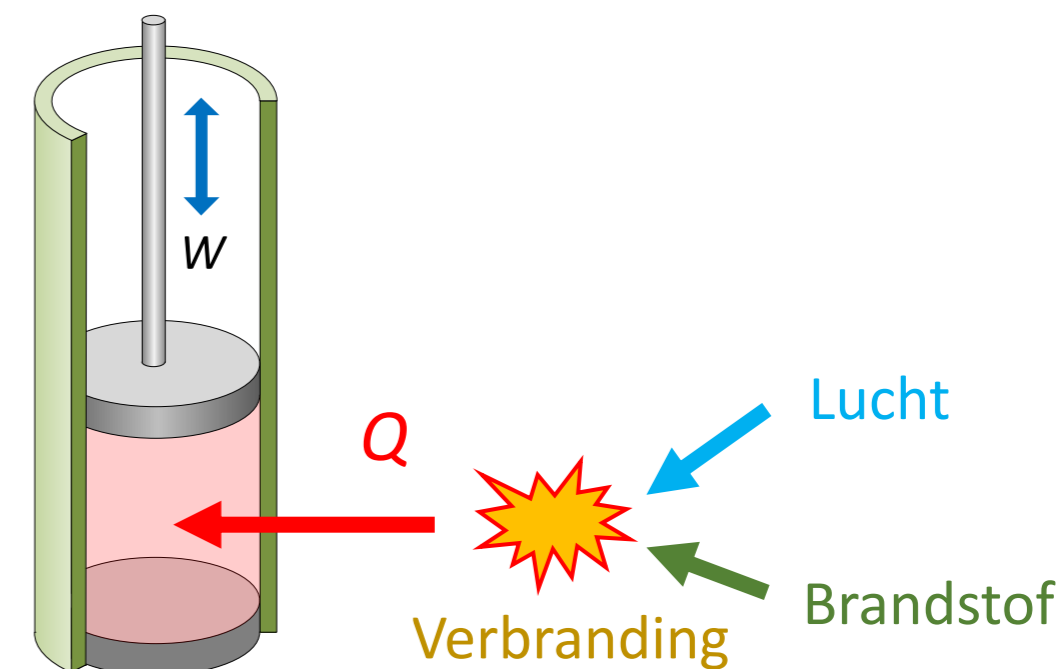
# THERMODYNAMICA – AJ '24-'25

## H4: TOEGEPASTE THERMODYNAMISCHE PROCESSEN MET IDEALE OF BIJNA-IDEALE GASSEN, DEEL 1

Prof. dr. ir. Frederik Ronsse

## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Wat is uitwendige verbranding ?
  - De warmtebron is extern meestal verbranding van een brandstof of een externe warmtebron zoals zonnewarmte of kernreactor
  - Het werkmedium is meestal een (bijna) ideaal gas. Het proces is gesloten
  - Bij **inwendige verbranding**:
    - De warmte wordt vrijgesteld in het werkmedium tijdens compressie/expansie
    - Werkmedium = combinatie lucht, brandstof en verbrandingsgassen
    - Proces is in de praktijk open (steeds verse lucht en brandstof in het systeem nodig, verwijdering van verbrandingsgassen uit het systeem)



## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor

- Deze drukt een gas samen, hierbij stijgt de specifieke enthalpie van  $h_1$  tot  $h_2$
- De arbeid geleverd is aldus (bemerkt hier in absolute waarde), en  $m$  stelt de massa aan gas voor

$$W_{comp} = m \cdot (h_2 - h_1)$$

- Compressie kan benaderd worden door een **adiabatisch** proces, dus  $\Delta H = -W$
- De arbeid geleverd wordt aldus

$$W_{comp} = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

- Het samendrukken van een gas levert dus een aanzienlijke temperatuurstijging (van  $T_1$  naar  $T_2$ ) op,  $c_p$  wordt hier constant beschouwd tussen  $T_2$  en  $T_1$

## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor

- Wat bedraagt de uitlaattemperatuur,  $T_e$ , als enkel  $T_i$  gekend is en de druk (of volume)verhouding ?

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

- Dit laat ook toe om compressorarbeid te berekenen in functie van drukverhouding

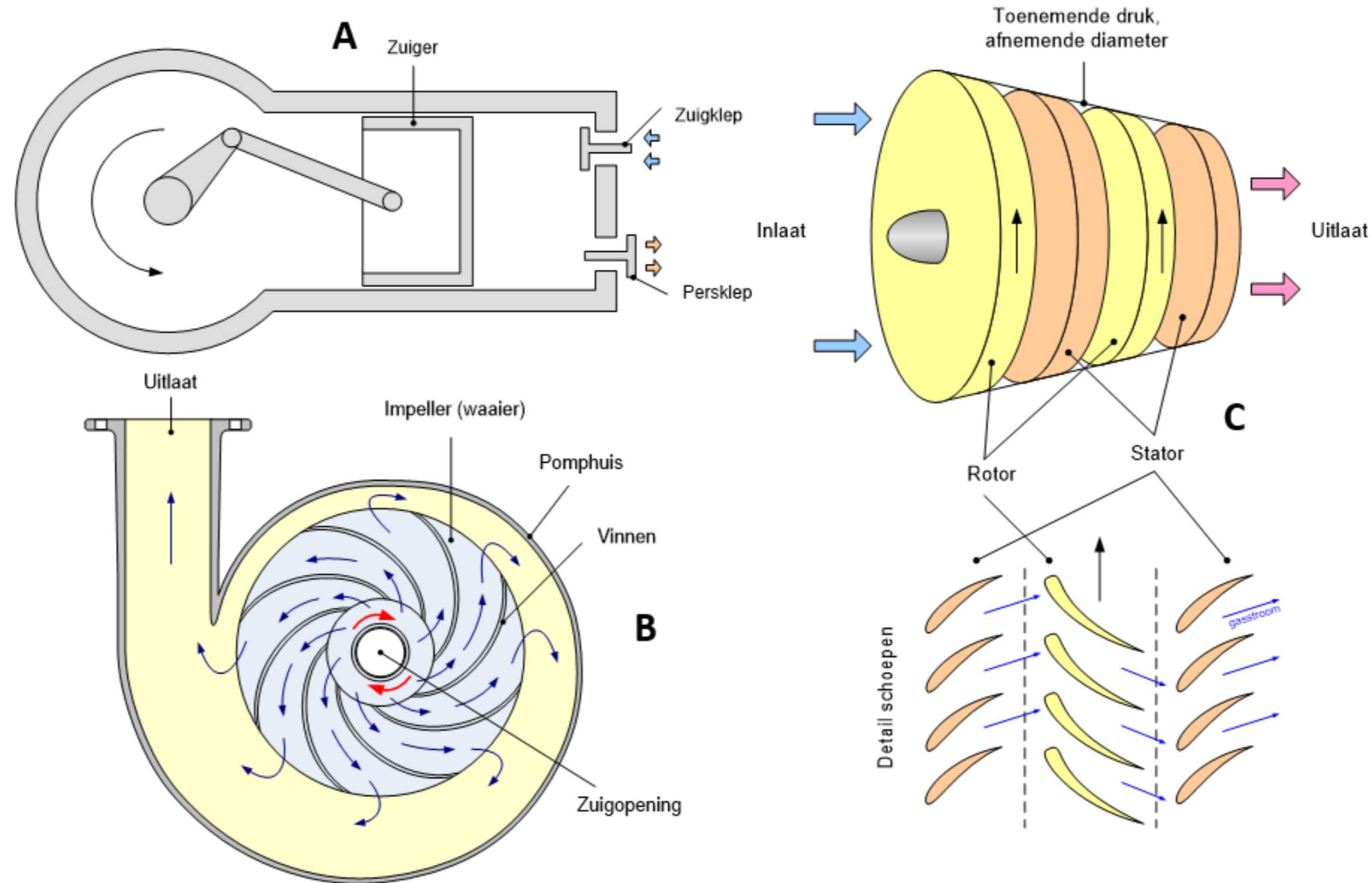
$$W_{comp} = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = m \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = m \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)$$

- Bemerk dat  $T_i$  (inlaattemperatuur) meestal gekend is, niet de uitlaattemperatuur
- De verhouding  $p_2/p_1 =$  de drukverhouding, ook wel aangeduid als  $r_p$

# 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor

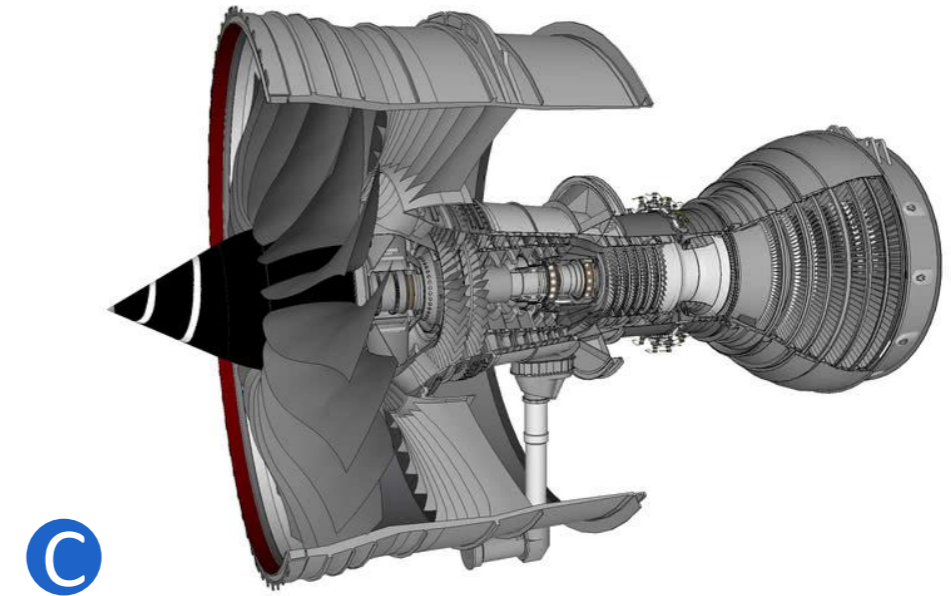
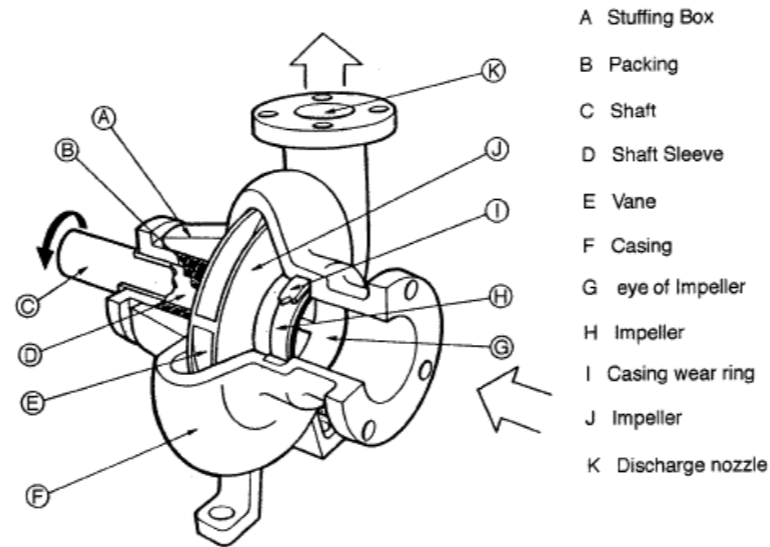
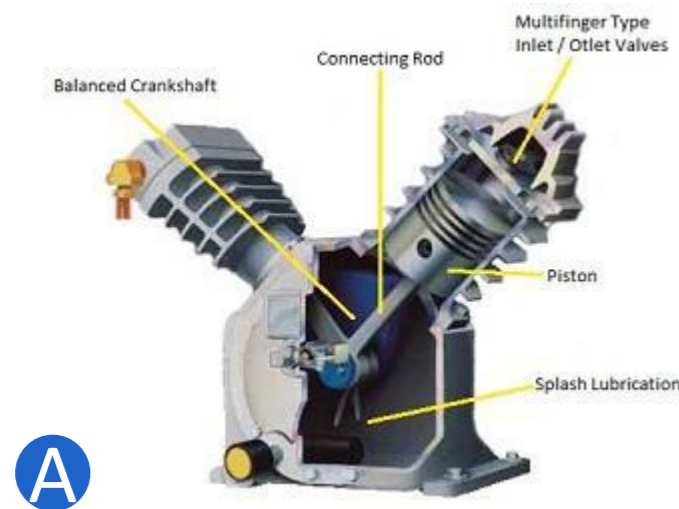
- Soorten compressoren: A, **reciprocerende** compressoren; B, **centrifugale** compressoren en C, axiale compressoren



# 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- De compressor

- A, **reciprocerende** compressoren; B, **centrifugale** compressoren en C, axiale **compressoren**



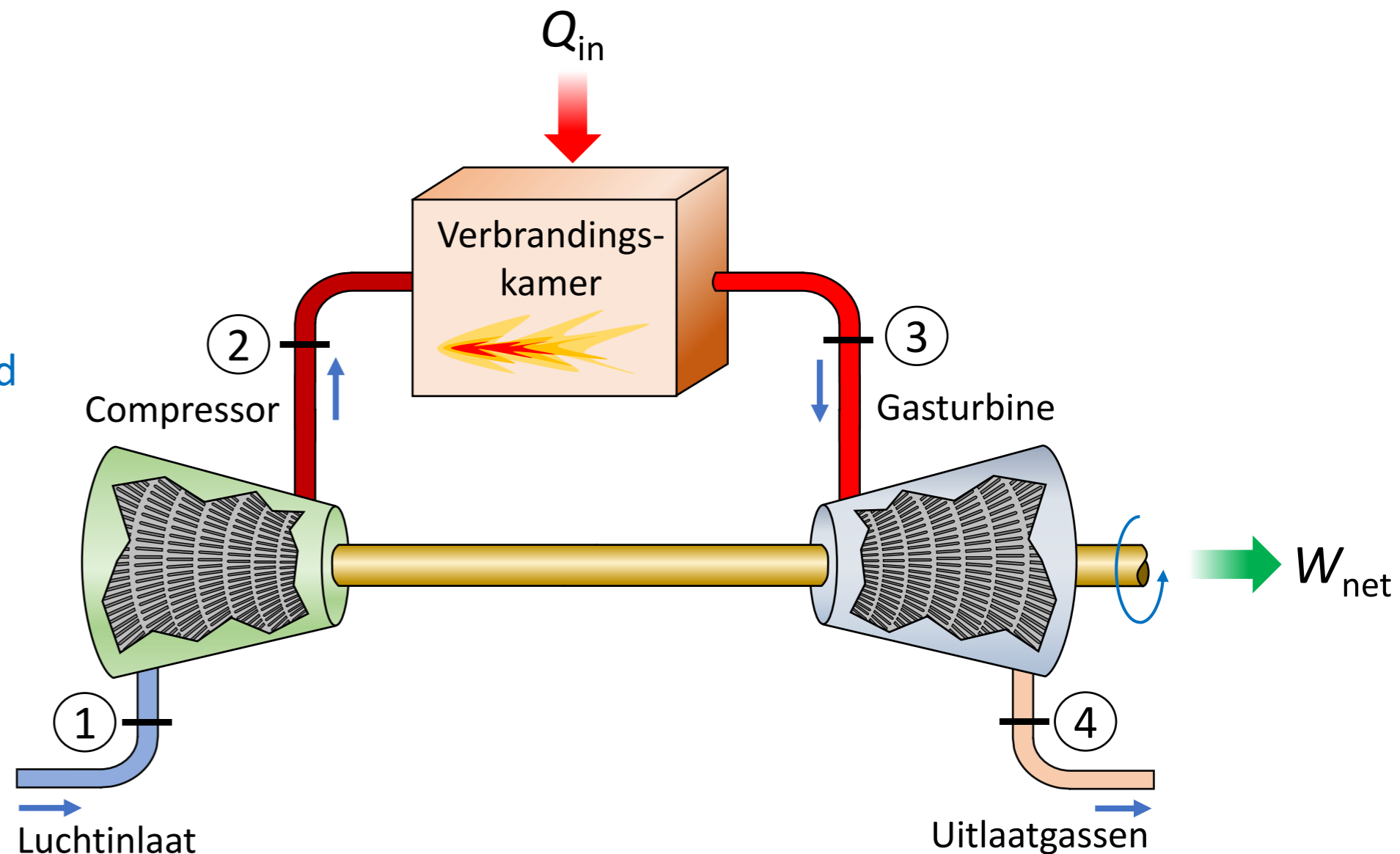
## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus

- Gebruik in gasturbines

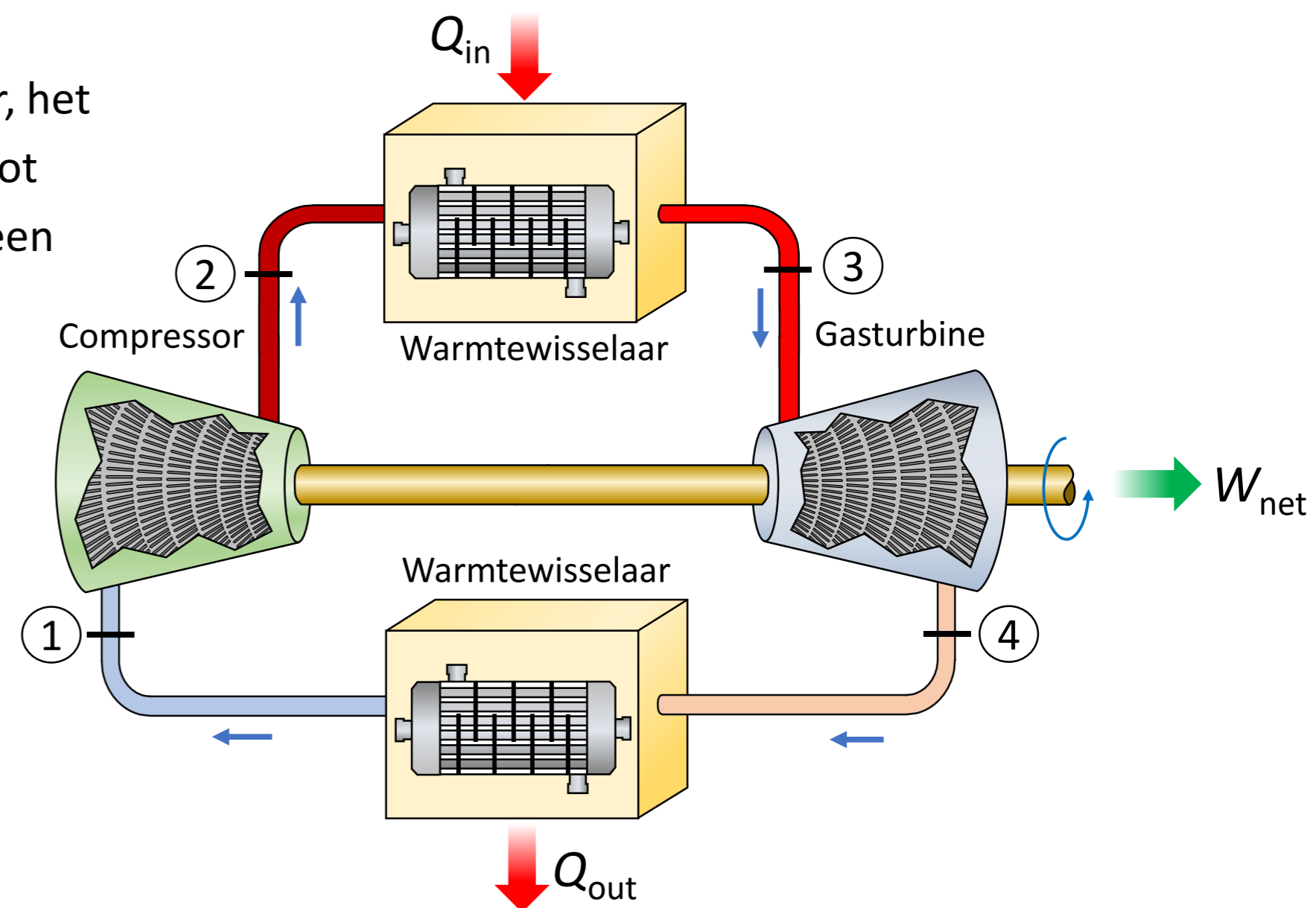
- 4 stappen

- Verse lucht (1) wordt **samengedrukt** in een compressor (2)
- De samengedrukte lucht wordt **isobaar verbrand** (3) en de temperatuur stijgt
- De hoge temperatuur gassen (verbrandingsgassen) worden **geëxpandeerd** over een turbine (4)
- De geëxpandeerde gassen komen in de omgeving terecht
- **Open** cyclus, een deel van de turbine-arbeid wordt opgenomen door de compressor (**verschil is nuttige arbeid =  $w_{net}$** )



## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

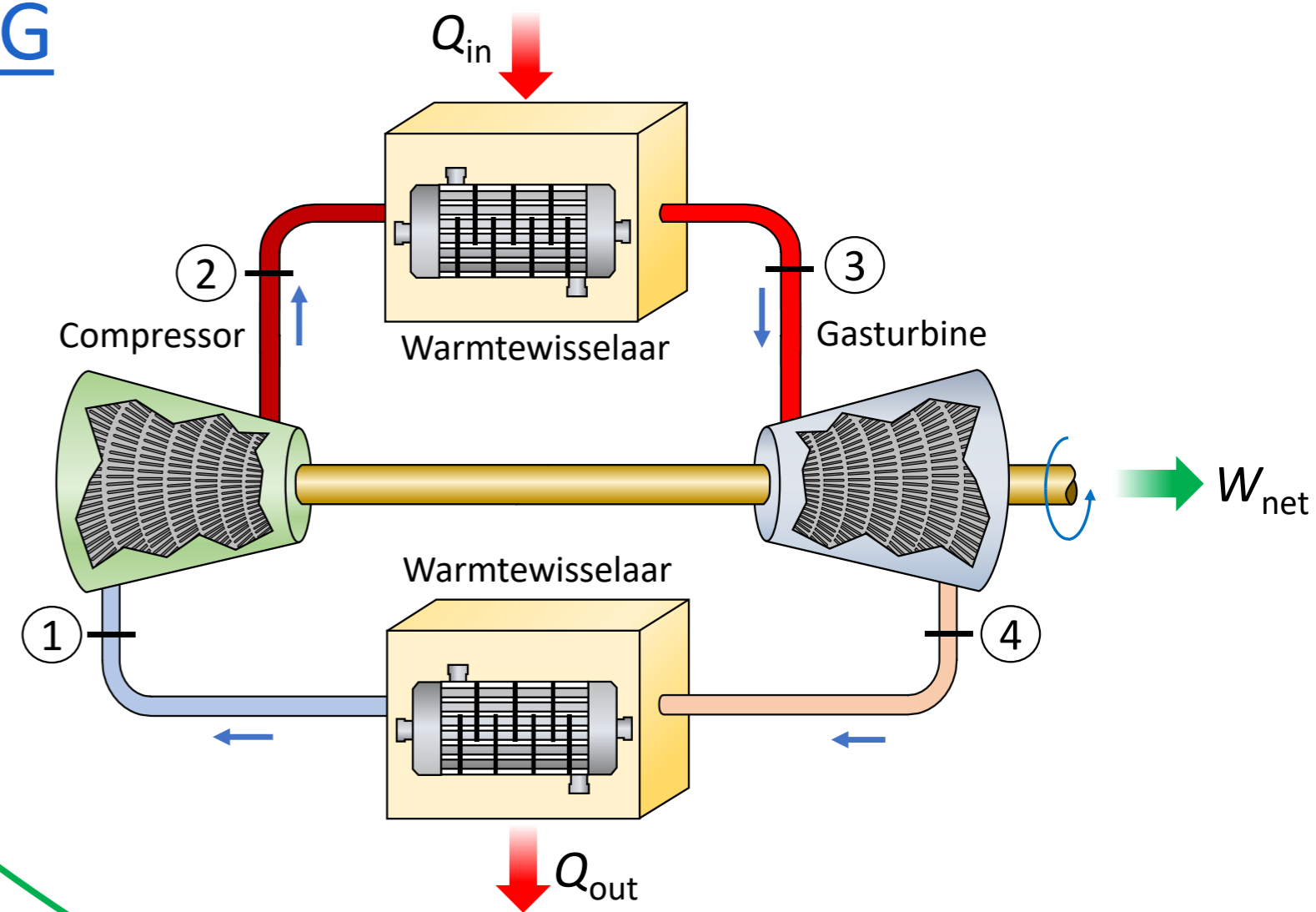
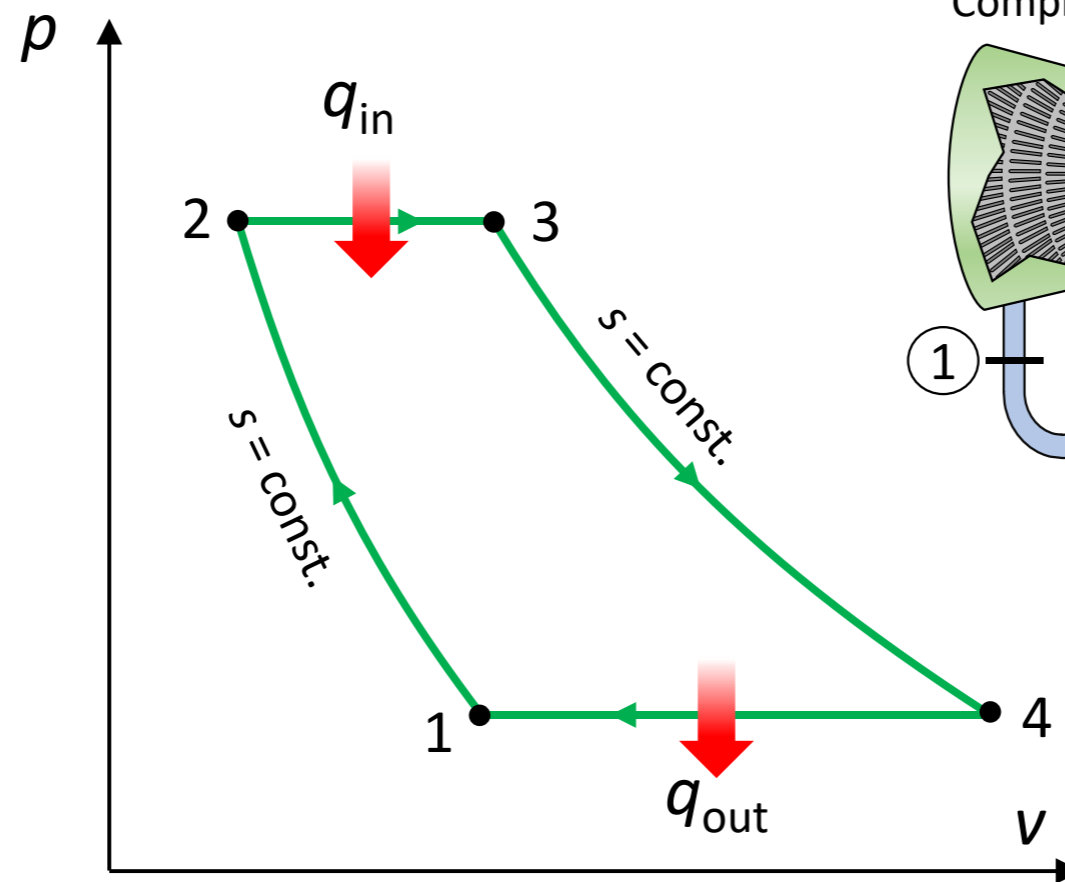
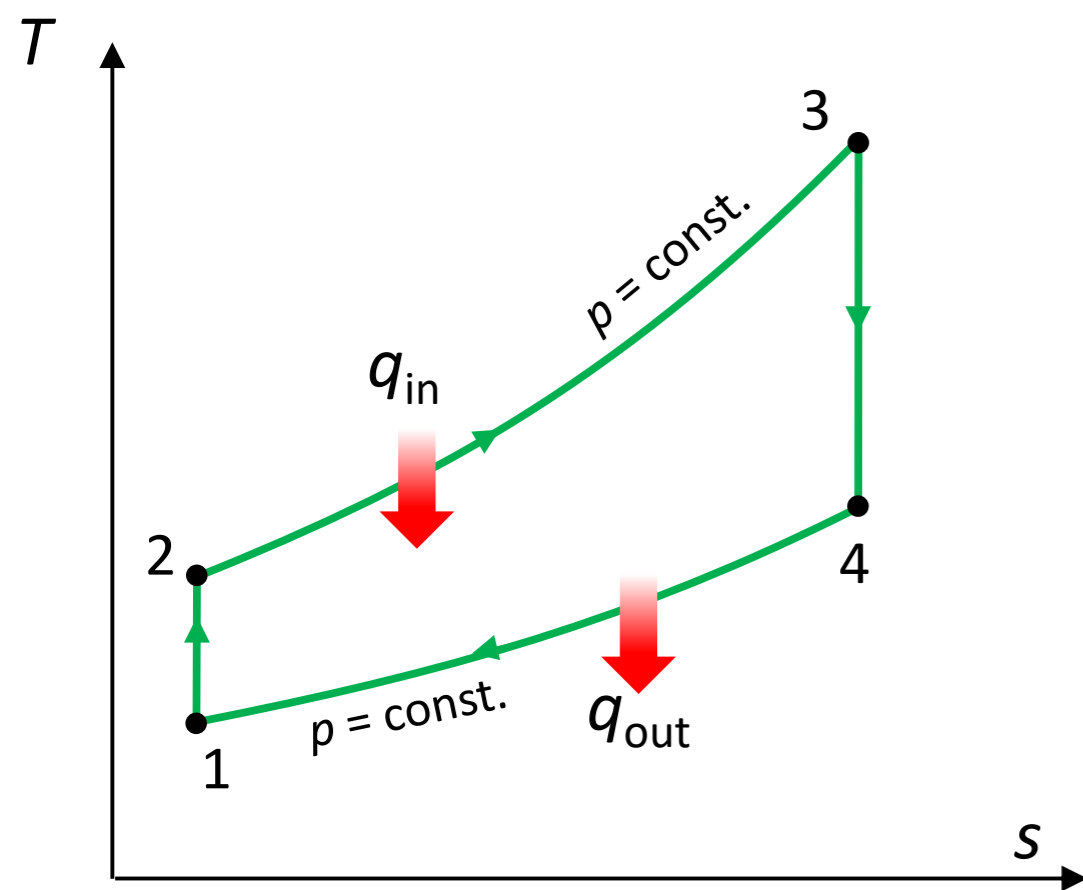
- Braytoncyclus: thermodynamische cyclusanalyse
  - Veronderstellingen
    - Een **gesloten** cyclus wordt verondersteld
    - Met ideaal gas
    - De isobare verhitting gebeurt in een warmtewisselaar, het geëxpandeerde gas wordt eveneens in WW gekoeld tot omgevingstemperatuur (dit is **denkbeeldig** → doet geen afbreuk aan de cyclus)
  - Er zijn dus 4 omkeerbare processen,
    - Isentropische/adiabatische compressie
    - Isobare opwarming ( $Q_{in}$ )
    - Isentropische/adiabatische expansie
    - Isobare afkoeling ( $Q_{out}$ )





# 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: thermodynamische cyclusanalyse



- Bemerk dat 2-3 en 4-1 **geen technische arbeid** leveren of opnemen ondanks  $p \cdot \Delta V > 0$  (er is wel volumeverandering, maar deze individuele processen zijn wezenlijk open, er wordt geen arbeid naar omgeving uitgewisseld)

## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: thermodynamische cyclusanalyse, efficiëntie
  - Efficiëntie = verhouding geleverde netto arbeid tov. opgenomen warmte

$$\varepsilon = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}}$$



$$\varepsilon = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$



$$\varepsilon = 1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

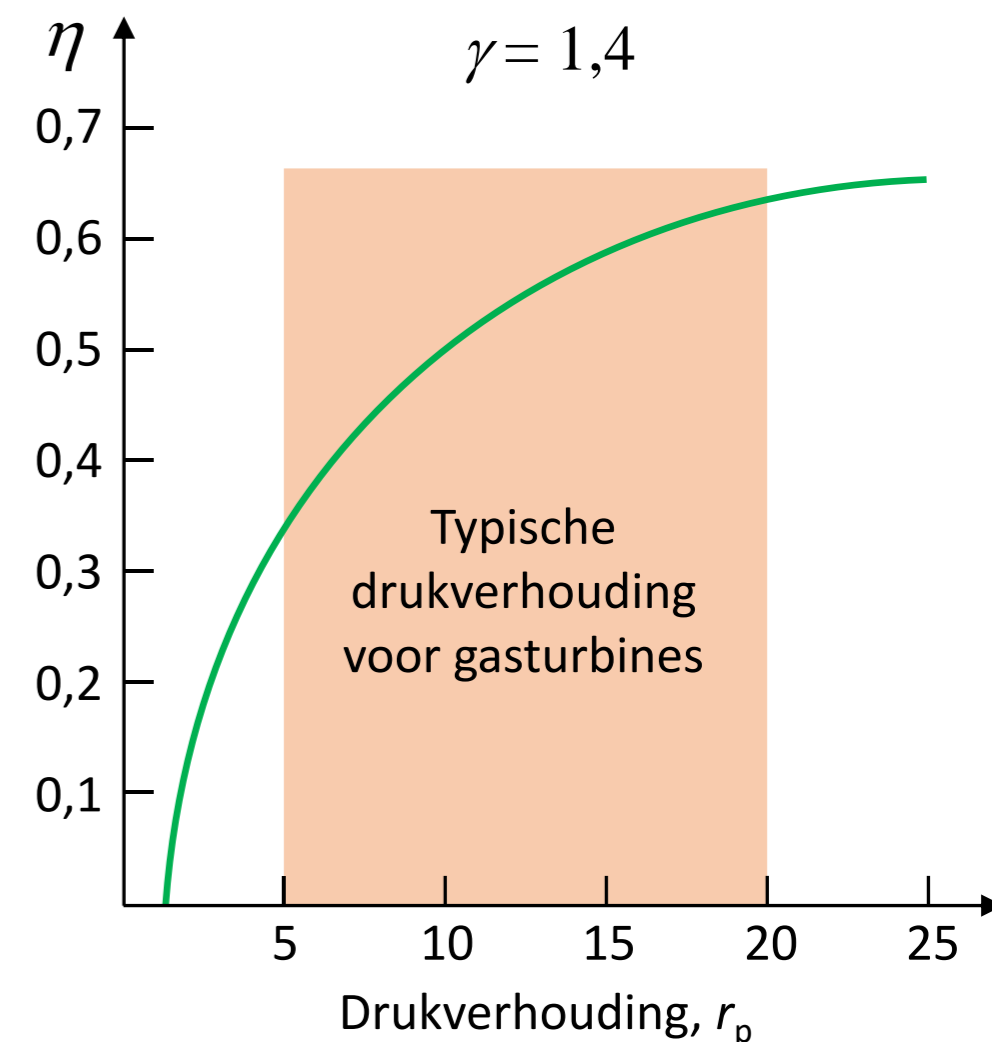
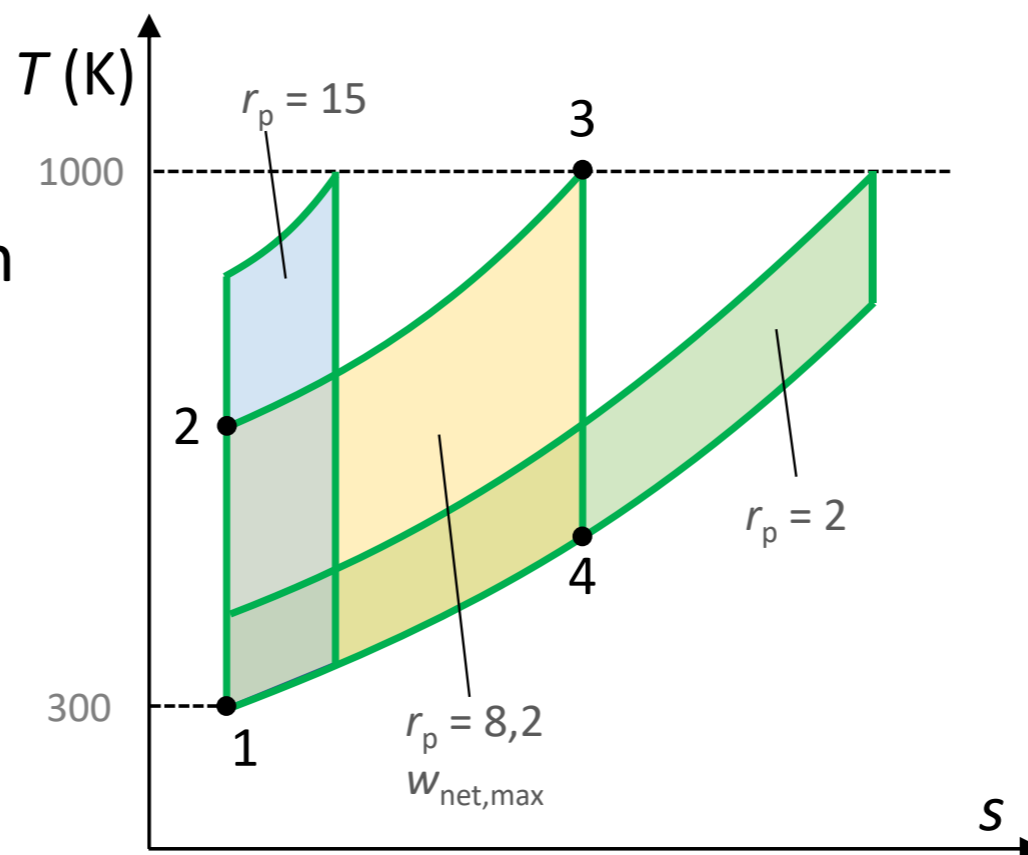
# 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: thermodynamische cyclusanalyse, efficiëntie

$$\varepsilon = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

- De efficiëntie neemt toe bij grotere drukverhoudingen
- Hoe groter  $r_p$ , hoe groter  $T_2$  en dus ook  $T_3$  (warmste punt in de cyclus)
- De temperatuur in  $T_3$  bepaalt de materiaalkeuze → en dus efficiëntie

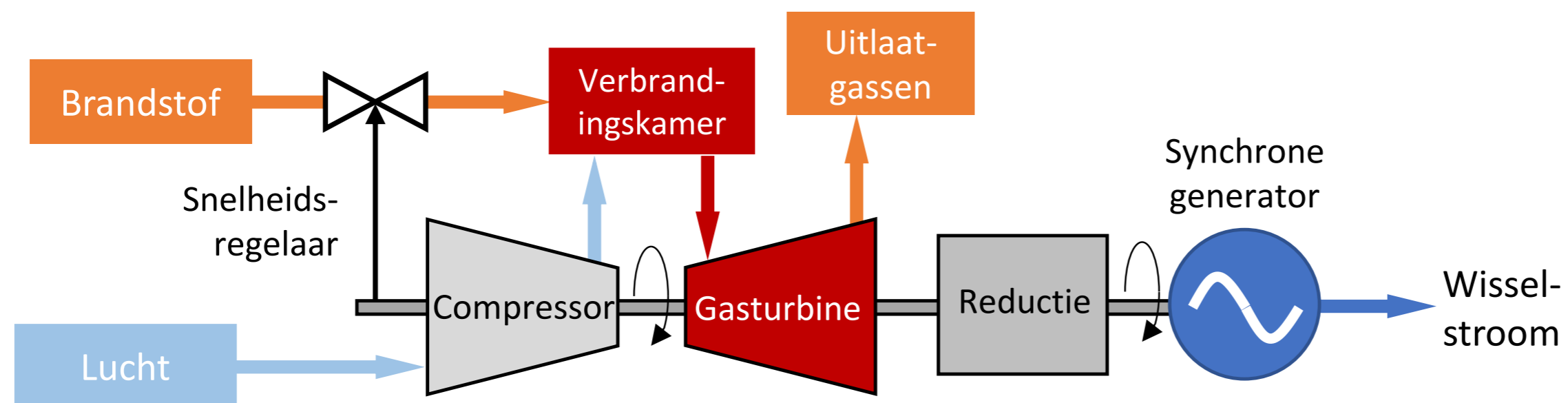
- Als we  $T_3$  als vaste waarde nemen
  - $\varepsilon \uparrow$  met  $r_p \uparrow$  tot een optimum
  - Waarna  $\varepsilon$  terug  $\downarrow$



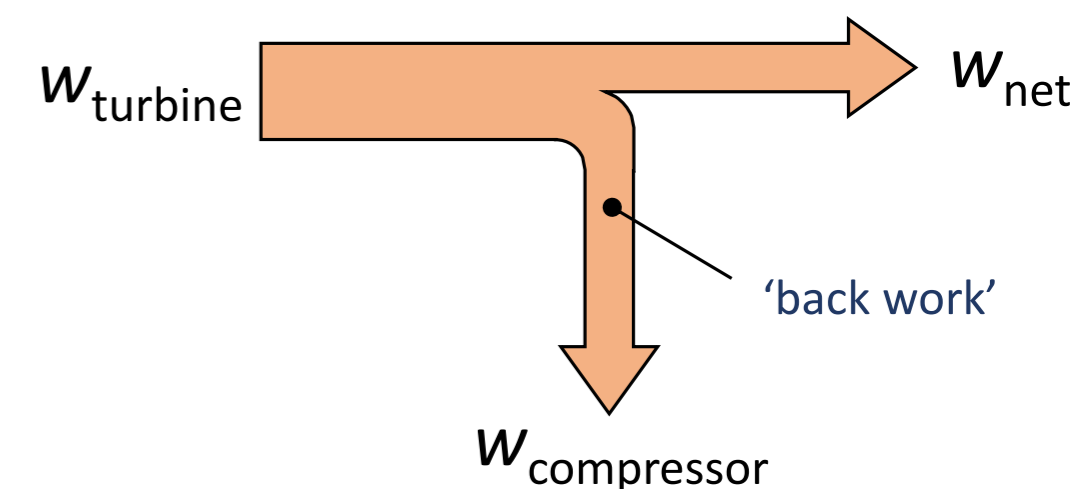
- Om  $T_3$  te beperken na verbranden → inbrengen van extra lucht tijdens de verbranding (tot 50:1 m/m)
- Het werkmedium is daardoor quasi gelijk aan lucht

## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: toepassingen
  - Vliegtuigmotoren (zie later)
  - Gasturbines in elektriciteitsopwekking en in gecombineerde cyclus (STEG) centrales



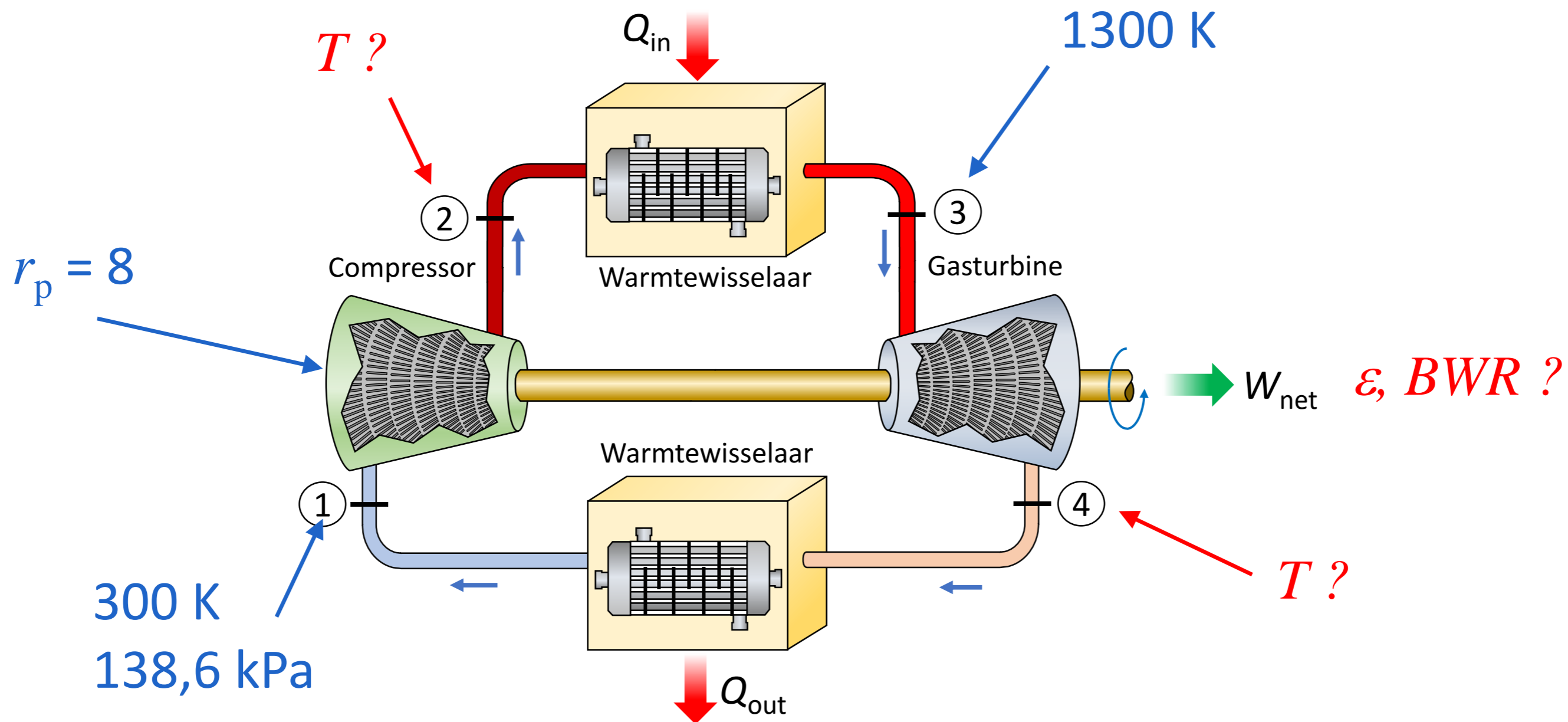
- *Back work ratio* = verhouding compressorarbeid (benodigd) tov. turbine-arbeid (geleverd). Hoe groter deze verhouding, hoe minder nuttige netto arbeid.



- Braytoncyclus, BWR = 0,4 – 0,8
- Stoomcyclus, BWR = 0,01 – 0,02 !

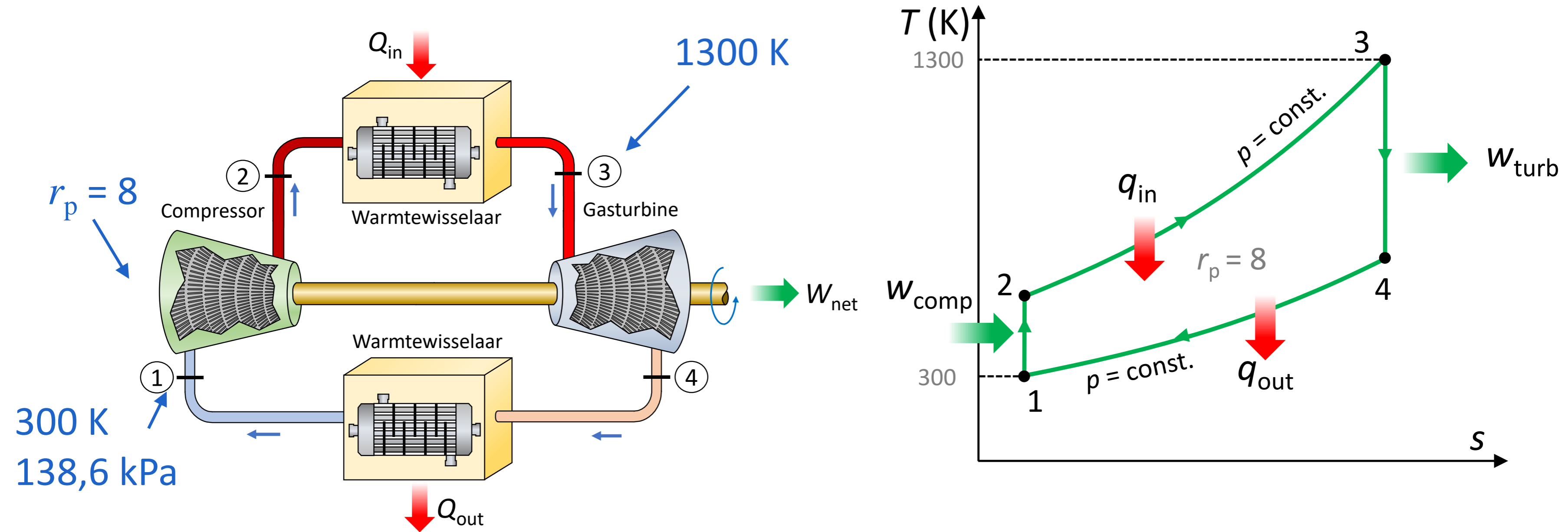
# 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: Rekenvoorbeeld



# 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: Rekenvoorbeeld



## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: Rekenvoorbeeld

- We bereken de temperatuur in  $T_2$ , door middel van de eerder afgeleide formule voor isentropische compressie

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 0,125^{\frac{1,4-1}{1,4}} \rightarrow T_2 = \frac{T_1}{0,125^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 543,4K$$

- Analooq voor  $T_4$ ,

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 8^{\frac{1,4-1}{1,4}} \rightarrow T_4 = \frac{T_3}{8^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 717,7K$$

## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: Rekenvoorbeeld

- Nu we alle temperaturen kennen, kunnen we de specifieke compressor- en turbine-arbeid berekenen:

$$w_{turb,out} = c_p(T_3 - T_4) = 1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K} (1300 - 717,7)K = 585,2 \frac{kJ}{kg}$$

$$w_{comp,in} = c_p(T_2 - T_1) = 1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K} (543,4 - 300)K = 244,6 \frac{kJ}{kg}$$

- $c_p$  uit tabel (bij 300K en constant verondersteld).
- Je kan ook equipartitiebeginsel toepassen....
- Indien  $c_p$  temperatuurafhankelijk (uit tabel) zal dit bij hogere temperaturen een afwijking geven

- *Back work ratio* wordt aldus

$$\text{Back work ratio} = \frac{w_{comp,in}}{w_{turb,out}} = \frac{244,6 \frac{kJ}{kg}}{585,2 \frac{kJ}{kg}} = 0,418$$



## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: Rekenvoorbeeld

- De efficiëntie bedraagt aldus de verhouding van opgenomen warmte,

$$q_{in} = c_p(T_3 - T_2) = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (1300 - 543,4)\text{K} = 760,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- Ten opzichte van geleverde netto arbeid,

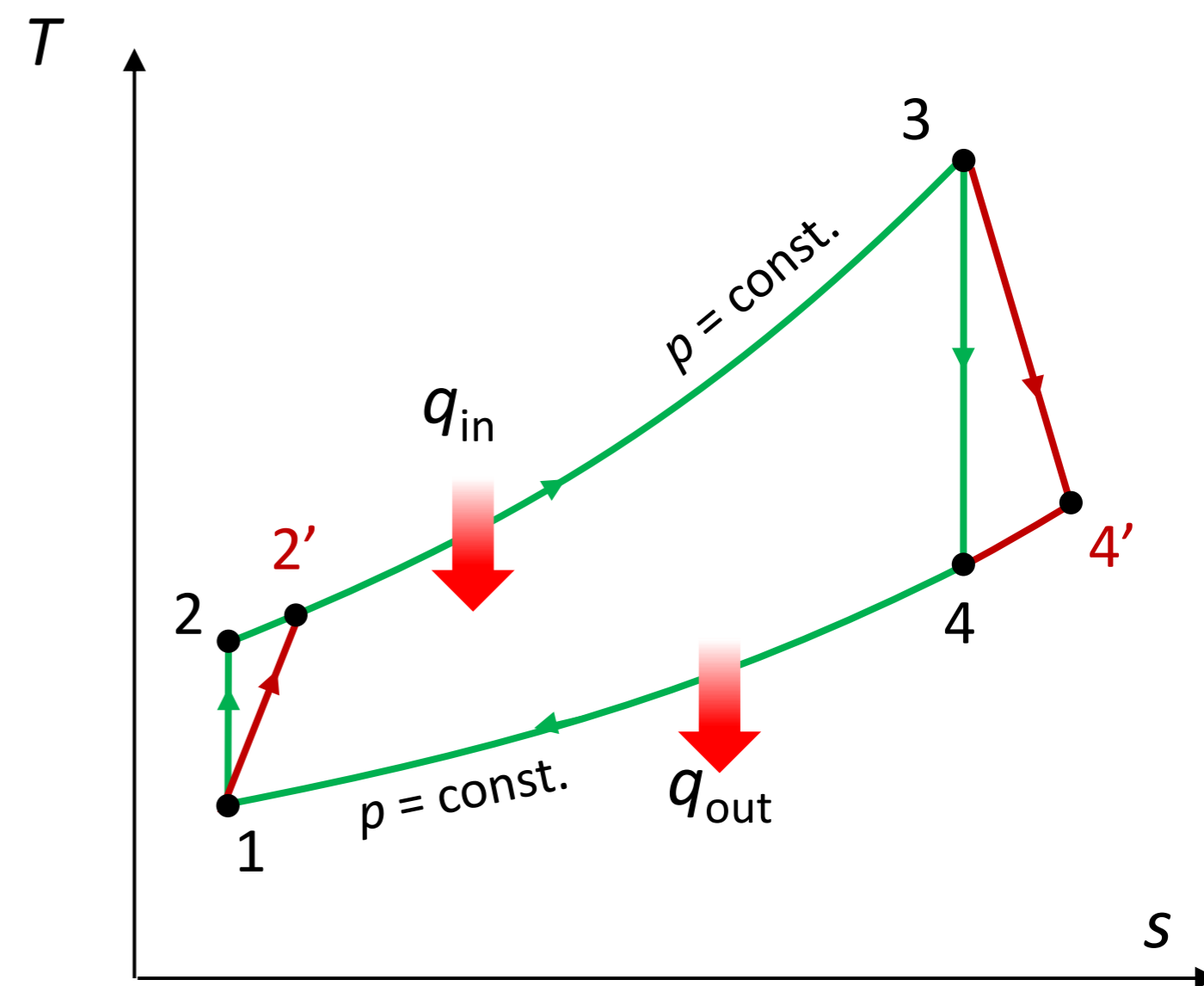
$$w_{net} = w_{out} - w_{in} = 585,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 244,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 340,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- En dus

$$\varepsilon_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{340,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{760,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,448$$

## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus
  - In werkelijkheid is compressie/expansie **niet isentroop** → er treedt toename op van entropie
  - Reden: wrijving in het gas/mechanische wrijving
    - Bij eenzelfde  $r_p$ , zal de uitlaat van de compressor zich op hogere  $T$  bevinden ( $2'$ )
    - De uitlaat van de expansieturbine bevindt zich op hogere  $T$  ( $4'$ )
    - De compressor neemt meer arbeid op
    - De expansieturbine levert minder arbeid

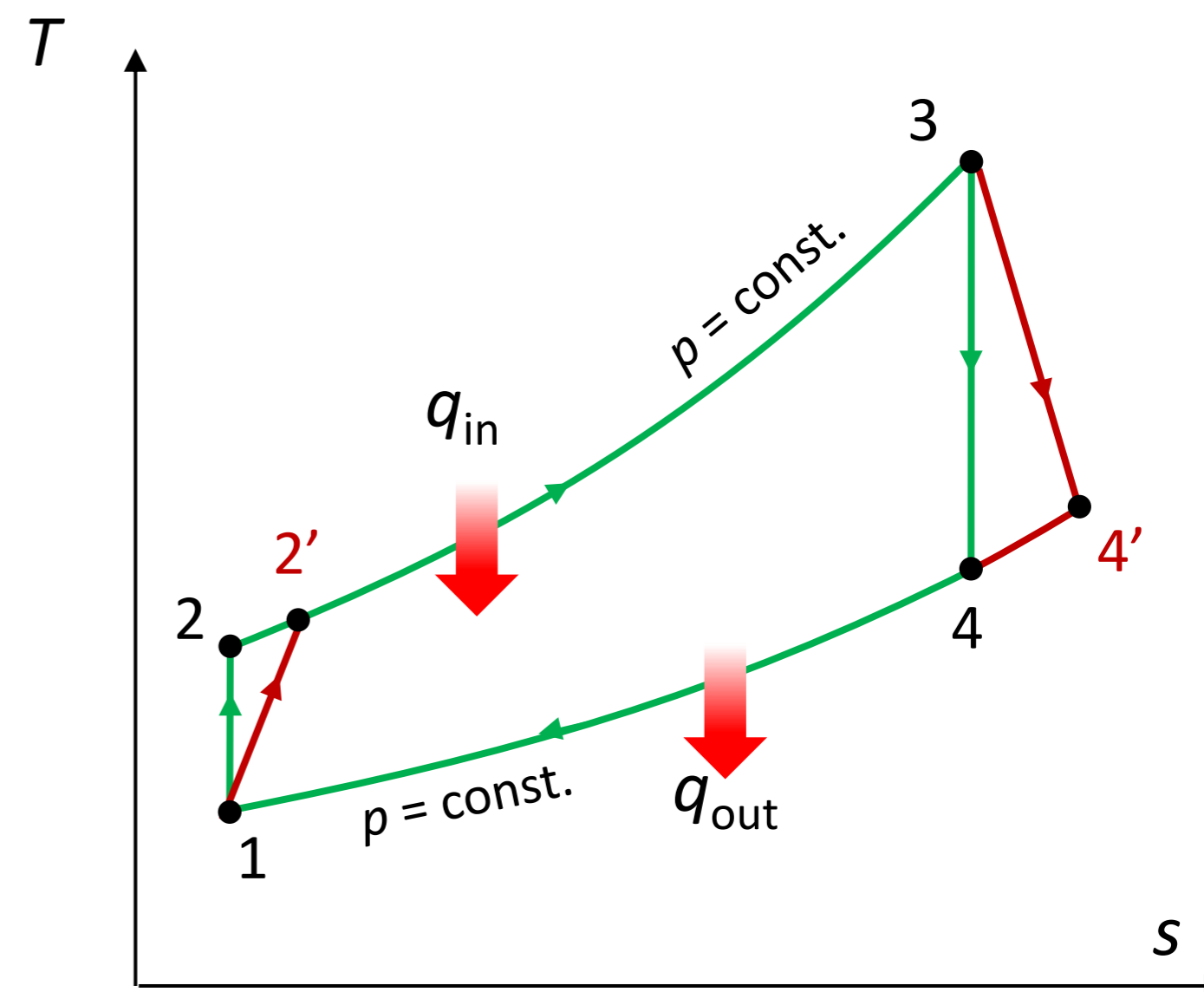


## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus
  - In werkelijkheid is compressie/expansie **niet isentroop** → er treedt toename op van entropie
  - Reden: wrijving in het gas/mechanische wrijving
  - **Isentropische efficiëntie** compressor/turbine

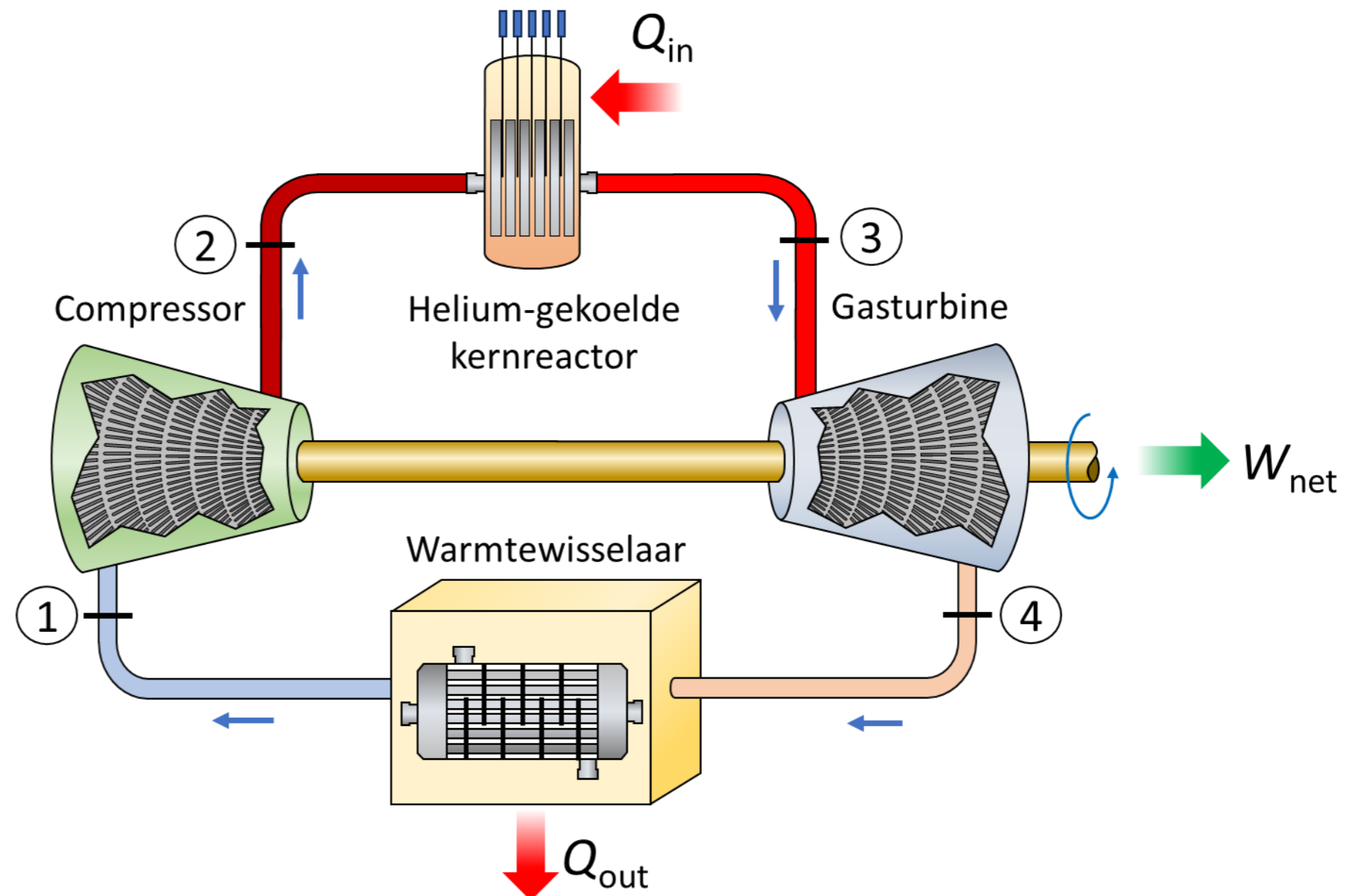
$$\eta_{compressie} = \frac{\Delta h_{isentropisch}}{\Delta h_{werkelijk}}$$

$$\eta_{expansie} = \frac{\Delta h_{werkelijk}}{\Delta h_{isentropisch}}$$



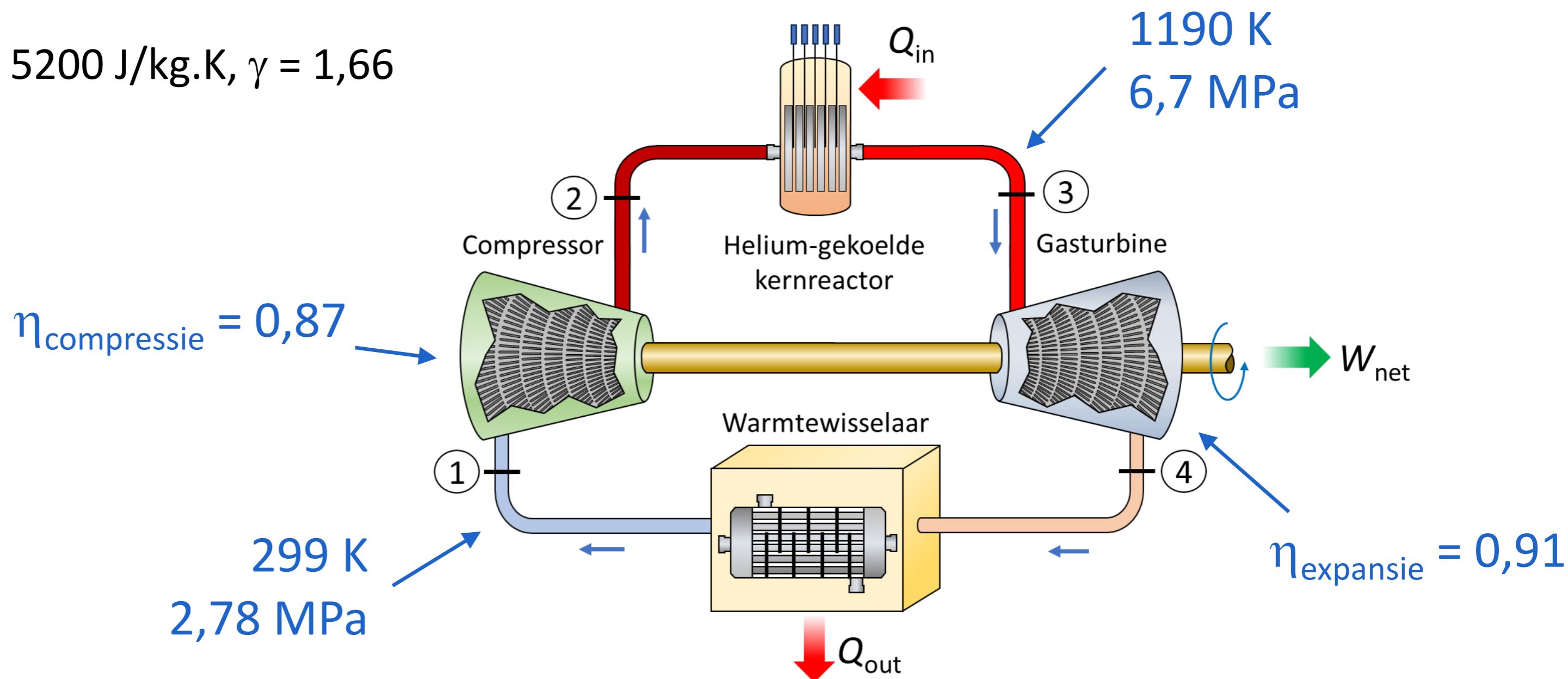
## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld
  - HTGR: hoge temperatuur, gasgekoelde (kern)reactor
  - Gesloten cyclus, werkende op heliumgas
  - He:  $c_p = 5200 \text{ J/kg.K}$ ,  $\gamma = 1,66$



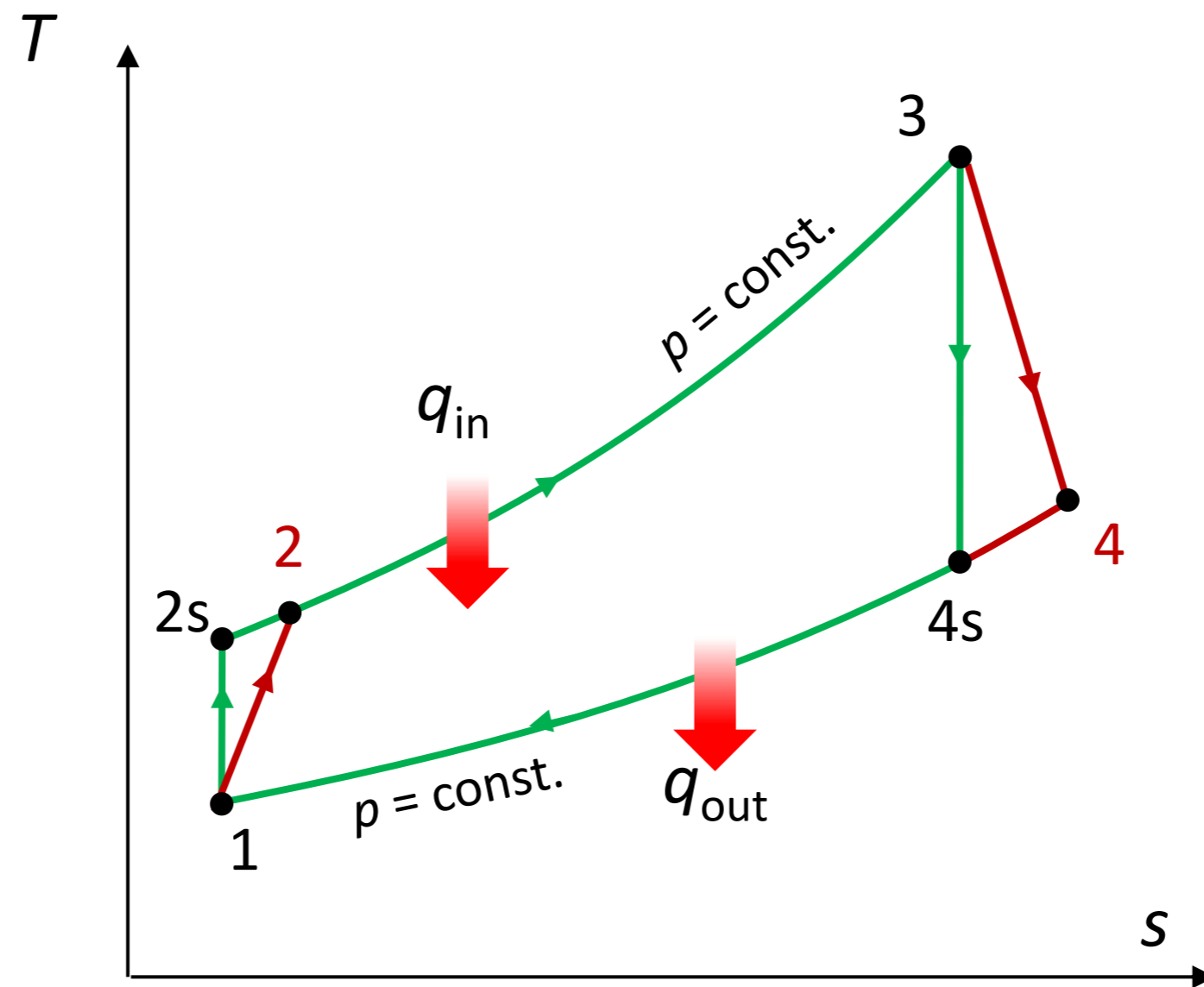
## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld
  - HTGR: hoge temperatuur, gasgekoelde (kern)reactor
  - Gesloten cyclus, werkende op heliumgas
  - He:  $c_p = 5200 \text{ J/kg.K}$ ,  $\gamma = 1,66$



## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld



## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld
  - We bereken de temperatuur in  $T_{2s}$  (het punt van ideale compressie) door middel van de eerder afgeleide formule voor isentropische compressie

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{2s} = T_1 \left(\frac{6,7 \cdot 10^6}{2,78 \cdot 10^6}\right)^{\frac{1,66-1}{1,66}} = 424,2K$$

- Rekening houdende met isentropisch rendement, bekomen we  $T_2$ ,

$$\eta_{comp} = \frac{\Delta h_{isentropisch}}{\Delta h_{werkelijk}} = \frac{c_p(T_{2s} - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} \rightarrow T_2 = T_1 + \frac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_{comp}}$$
$$\rightarrow T_2 = 299 + \frac{(424,2 - 299)}{0,87} = 442,9 K$$

## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld
  - De specifieke arbeid die aldus werd opgenomen in de compressor bedraagt

$$w_{comp} = c_p(T_2 - T_1) = 5200 \frac{J}{kg \cdot K} (442,9K - 299K) = 0,75 MJ/kg$$

- De warmte die werd opgenomen door het gas in de kernreactor bedraagt (isobare opwarming):

$$q_{in} = c_p(T_3 - T_2) = 5200 \frac{J}{kg \cdot K} (1190K - 442,9K) = 3,88 MJ/kg$$

- We berekenen de temperatuur na expansie, eerst isentropische omstandigheden veronderstellende

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{4s} = 1190 \left( \frac{2,78 \cdot 10^6}{6,7 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1,66-1}{1,66}} = 838,8K$$



## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld

- Rekening houdende met isentropisch rendement van de turbine, bekomen we  $T_4$ ,

$$\eta_{turb} = \frac{\Delta h_{\text{werkelijk}}}{\Delta h_{\text{isentropisch}}} = \frac{c_p(T_3 - T_4)}{c_p(T_3 - T_{4s})} \rightarrow T_4 = T_3 - \eta_{turb}(T_3 - T_{4s})$$

$$\rightarrow T_4 = 1190 - 0,91(1190 - 838,8) = 870,4 \text{ K}$$

- De hoeveelheid specifieke arbeid geleverd door de turbine,

$$w_{turb} = c_p(T_3 - T_4) = 5200 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} (1190\text{K} - 870,4\text{K}) = 1,66 \text{ MJ/kg}$$

- De hoeveelheid warmte afgestaan naar de omgeving,

$$q_{out} = c_p(T_4 - T_1) = 5200 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} (870,4\text{K} - 299\text{K}) = 2,97 \text{ MJ/kg}$$

## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: niet-ideale cyclus, rekenvoorbeeld
  - Klopt de energiebalans ? M.a.w. wordt er evenveel netto arbeid geproduceerd als er warmte netto wordt uitgewisseld ?

$$w_{net} = w_{turb} - w_{comp} \stackrel{?}{=} q_{in} - q_{out}$$

$$w_{net} = 1,66 \frac{MJ}{kg} - 0,75 \frac{MJ}{kg} \stackrel{?}{=} 3,88 \frac{MJ}{kg} - 2,97 \frac{MJ}{kg}$$

$$w_{net} = 0,91 \frac{MJ}{kg} \stackrel{!}{=} 0,91 \frac{MJ}{kg}$$

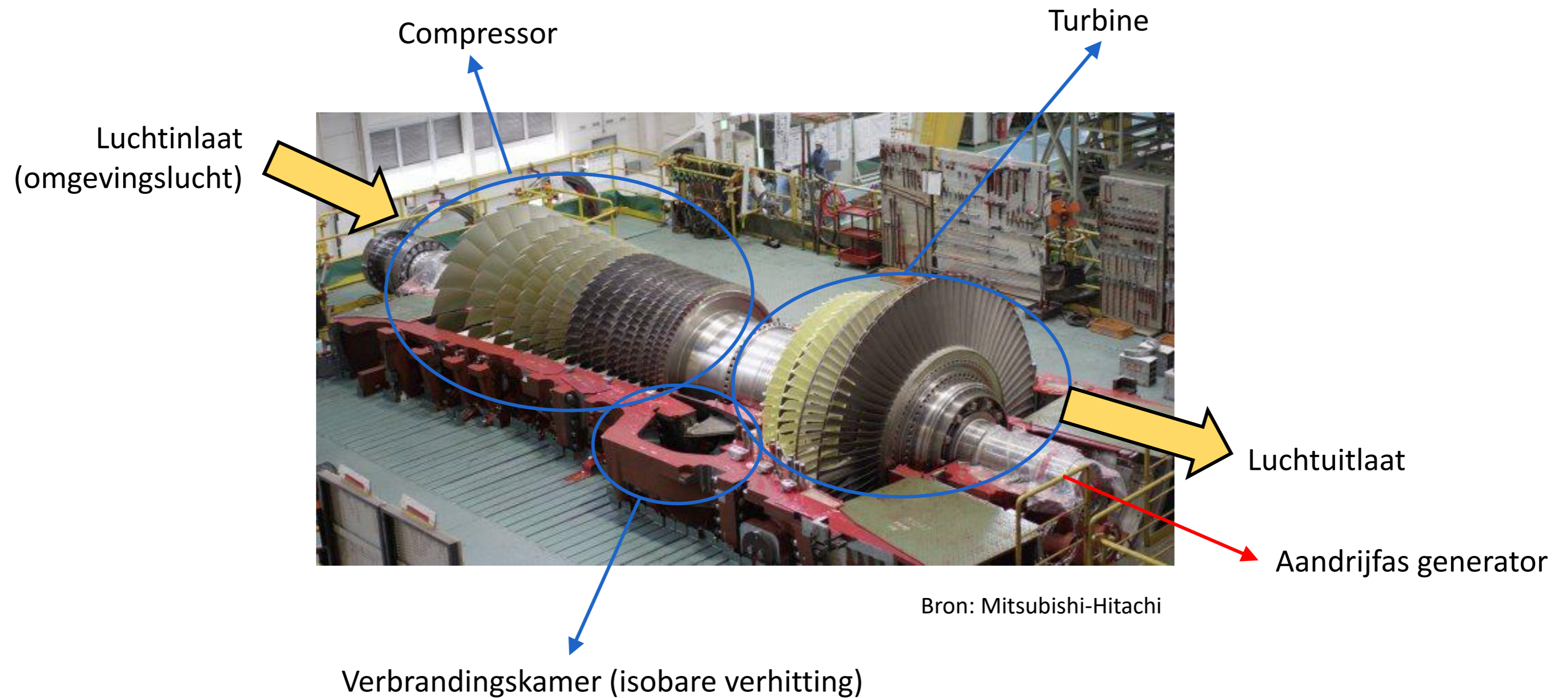
- Efficiëntie van de cyclus bedraagt  $\varepsilon = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{0,91 MJ/kg}{3,88 MJ/kg} = 0,235$  of 23,5 %

- BWR

$$BWR = \frac{w_{comp}}{w_{turb}} = \frac{0,75 MJ/kg}{1,66 MJ/kg} = 0,45$$
 of 45 %

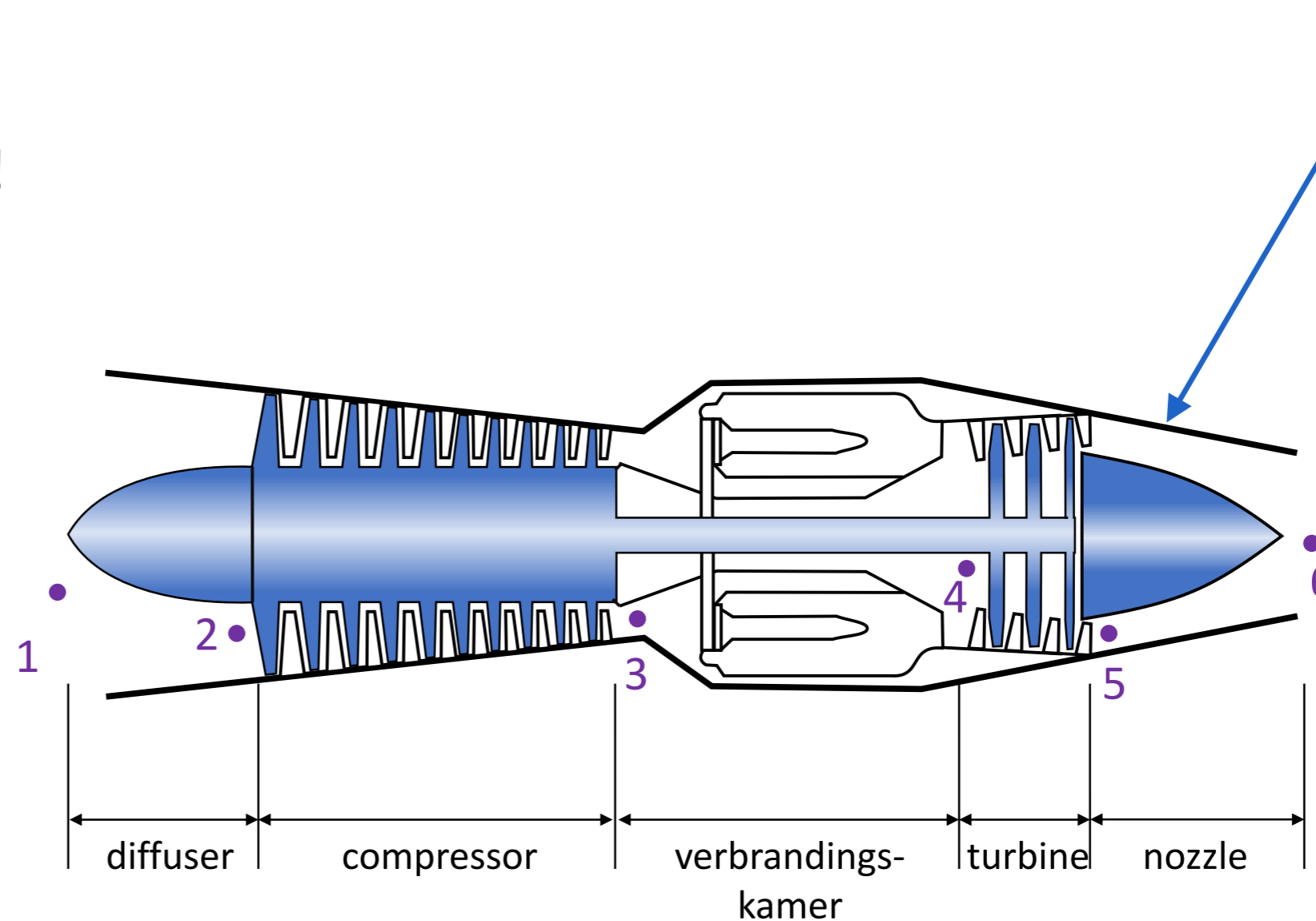
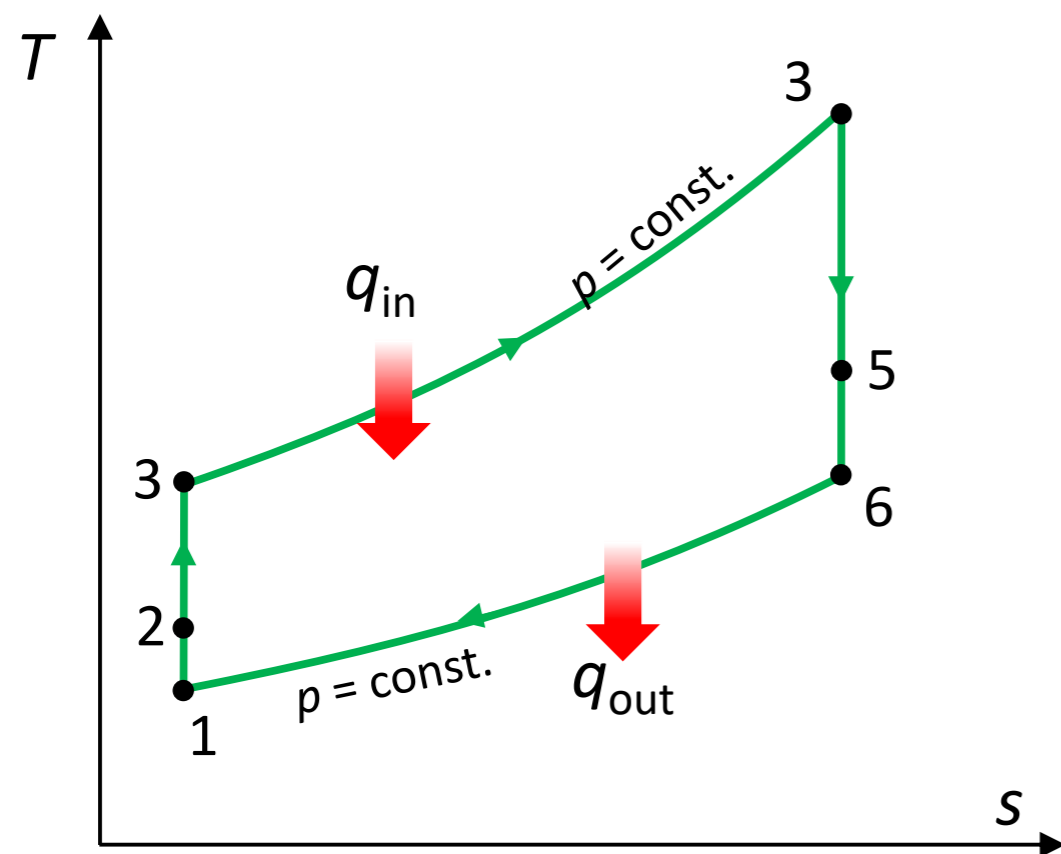
## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Braytoncyclus: praktijk in elektriciteitscentrales (aardgas)



## 4.1. CYCLI MET UITWENDIGE VERBRANDING

- Overige toepassingen Braytoncycli:
  - Straalmotoren
  - De turbine-uitlaat op hoge druk en hoge temperatuur: expansie van uitlaatgassen in een straalbuis om stuwkracht te genereren
  - De netto-arbeid van de cyclus is nul !



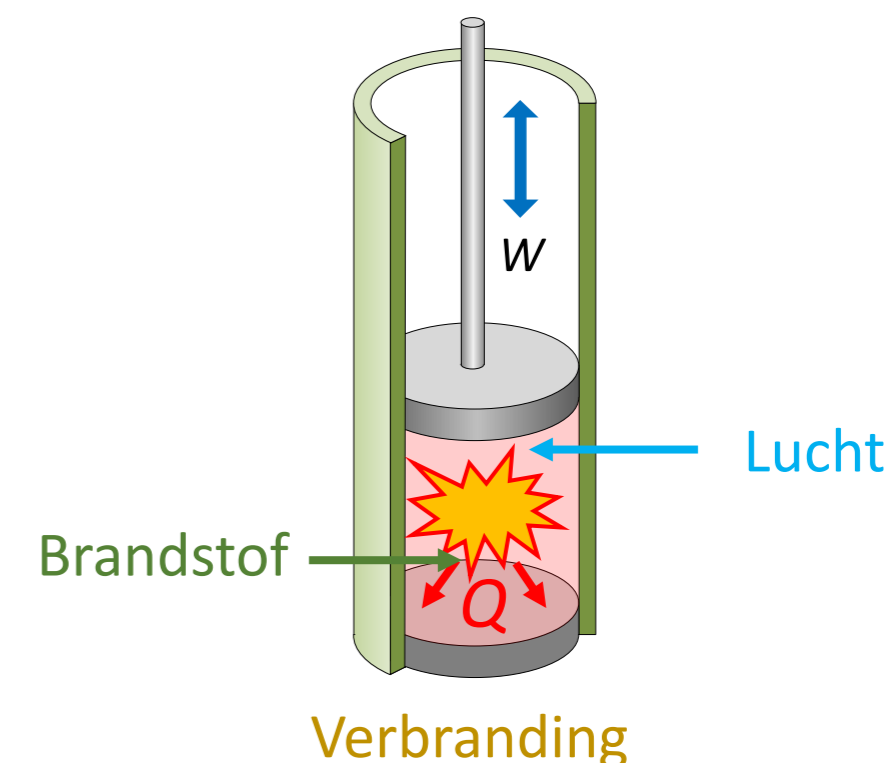
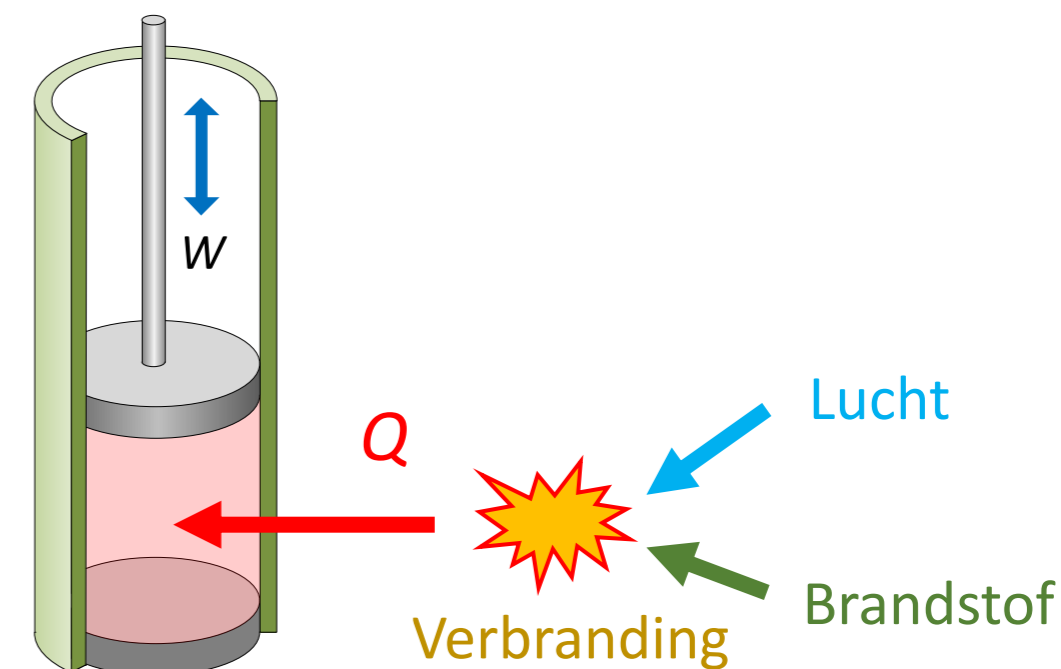
# THERMODYNAMICA – AJ '24-'25

## H4: TOEGEPASTE THERMODYNAMISCHE PROCESSEN MET IDEALE OF BIJNA-IDEALE GASSEN, DEEL 2

Prof. dr. ir. Frederik Ronsse

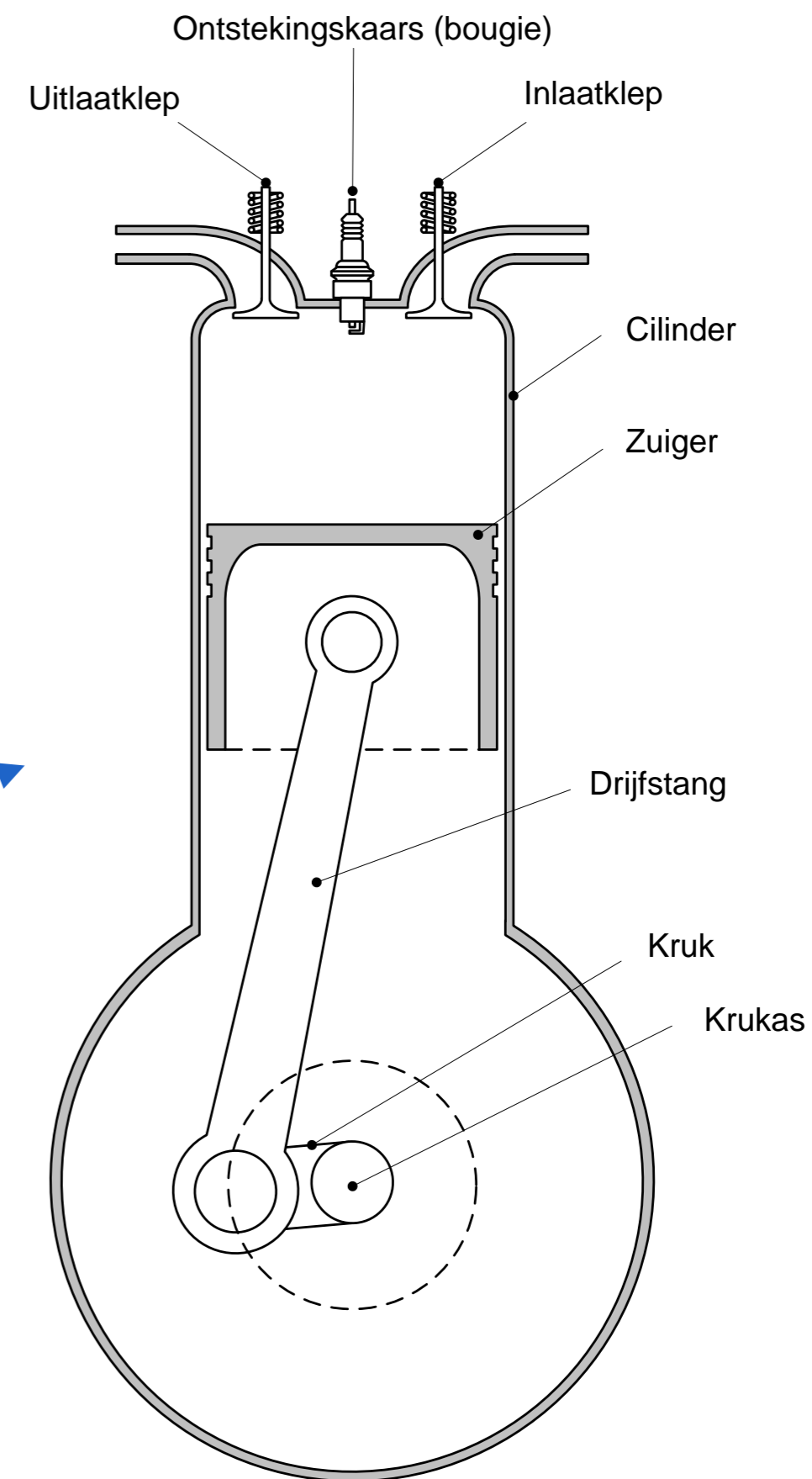
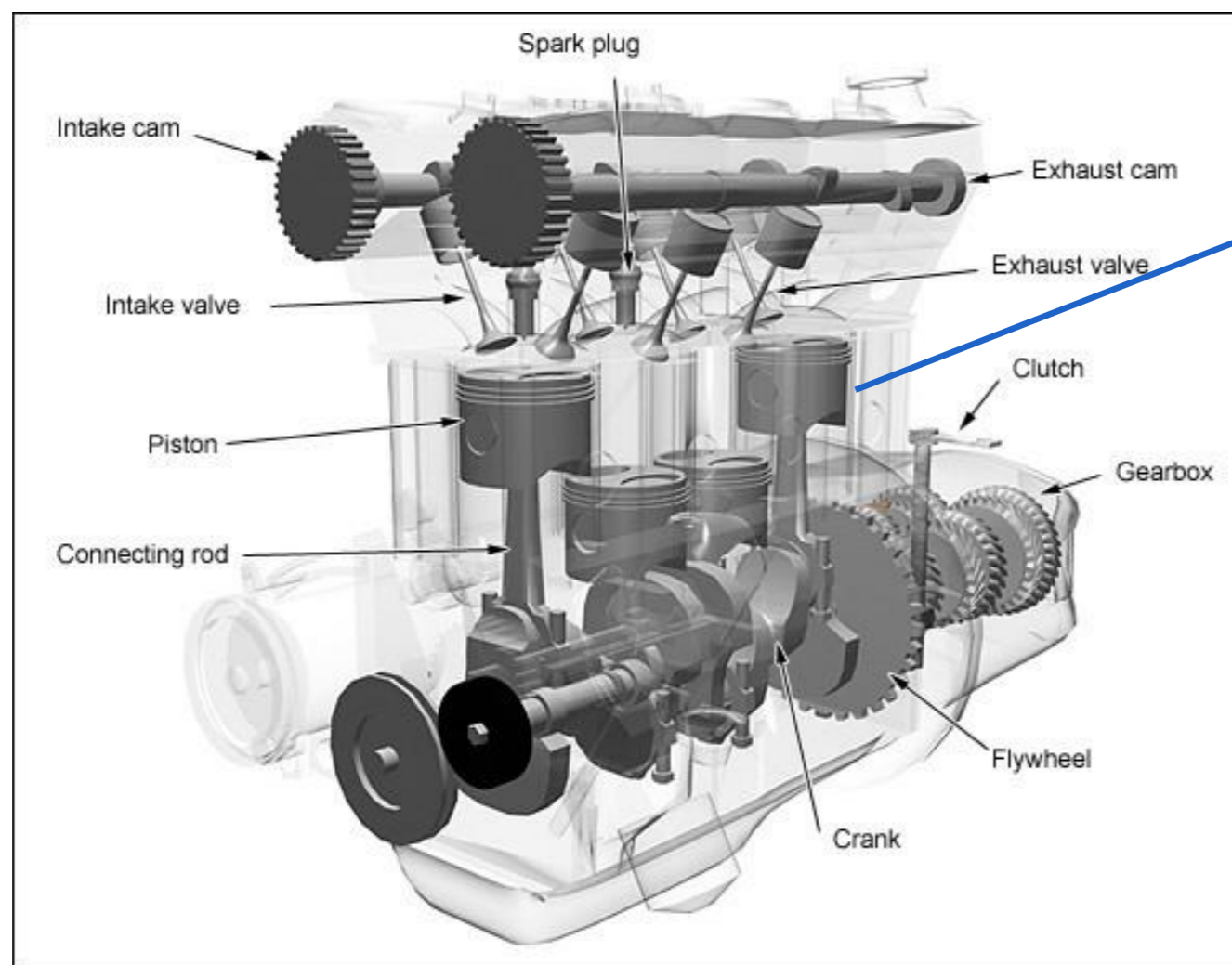
## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Wat is uit- en inwendige verbranding ?
  - Bij **uitwendige** verbranding
    - De warmtebron is extern meestal verbranding van een brandstof of een externe warmtebron zoals zonnewarmte of kernreactor
    - Het werkmedium is meestal een (bijna) ideaal gas. Het proces is gesloten
  - Bij **inwendige verbranding**:
    - De warmte wordt vrijgesteld in het werkmedium tijdens compressie/expansie
    - Werkmedium = combinatie lucht, brandstof en verbrandingsgassen
    - Proces is in de praktijk open (steeds verse lucht en brandstof in het systeem nodig, verwijdering van verbrandingsgassen uit het systeem)



## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

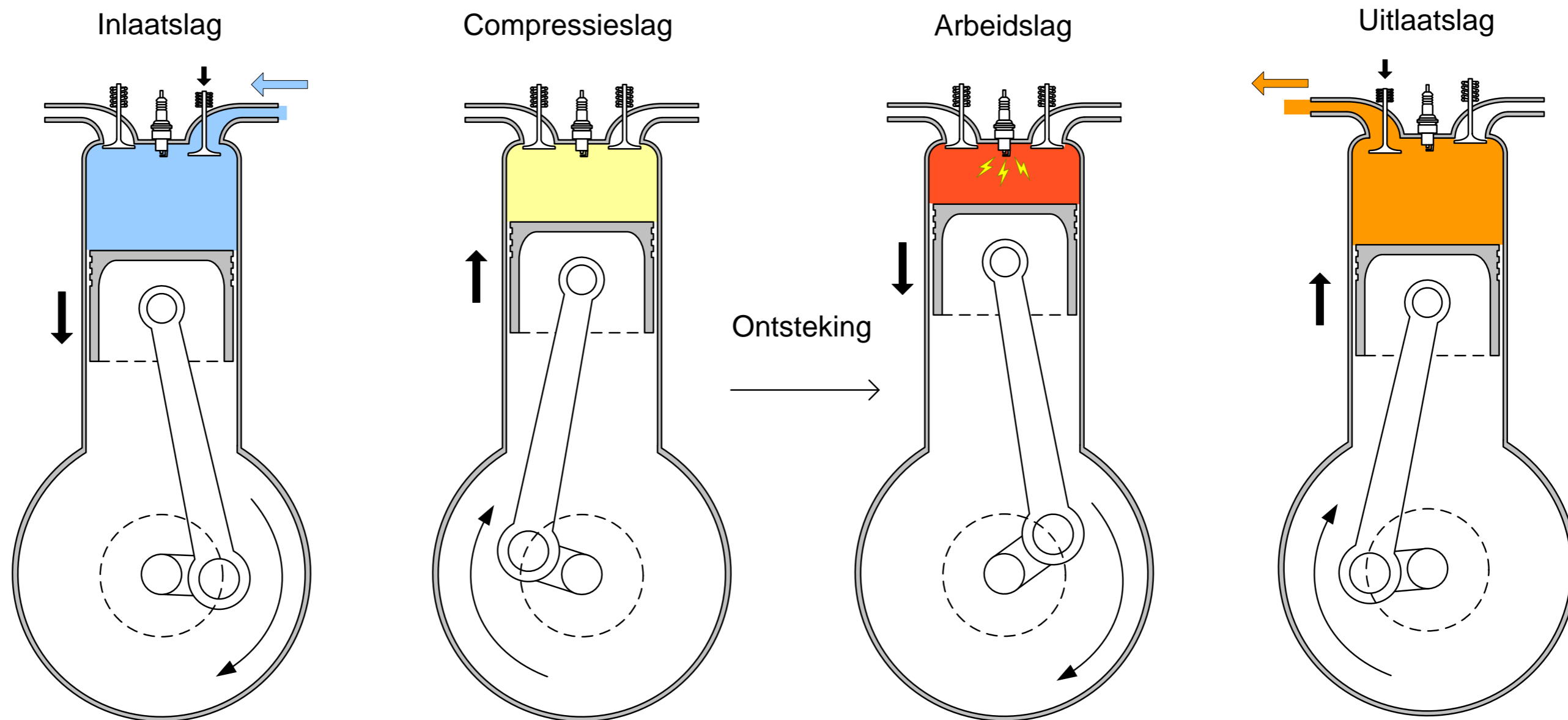
- Motortypes en –werking
  - Onderscheid tussen motoren met vonkontsteking en compressie-ontsteking (diesel)
- Onderscheid tussen twee- en viertakt
  - De viertakt vonkontstekingsmotor
- Opbouw:



## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- De viertakt vonkontstekingsmotor

- Werking

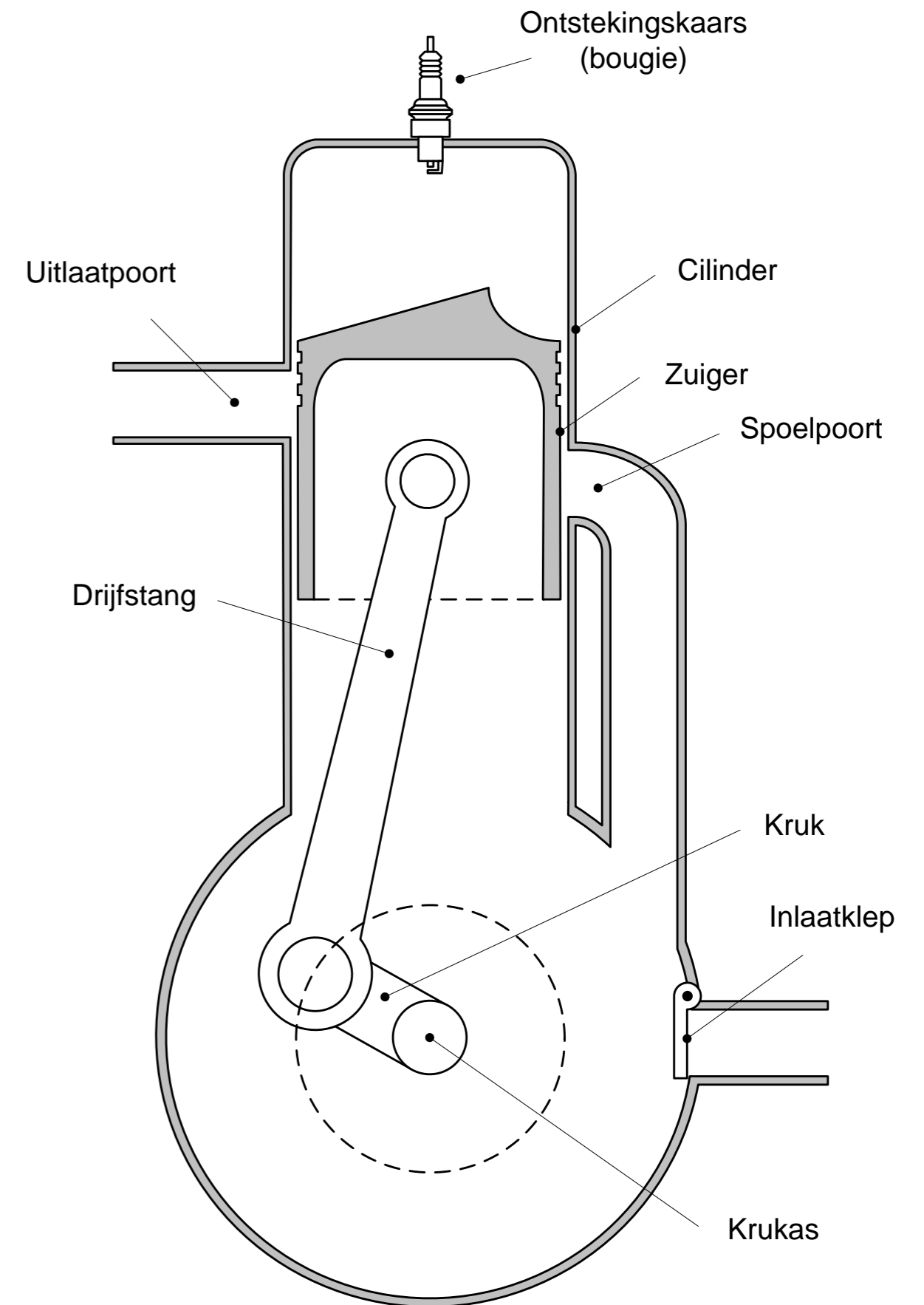


- Lucht/brandstofmengsel → via carburator of brandstofinjectie
- Onderste dode punt (ODP of BDC) en bovenste dode punt (BDP of TDC)
- 2 omwentelingen per cyclus !



## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

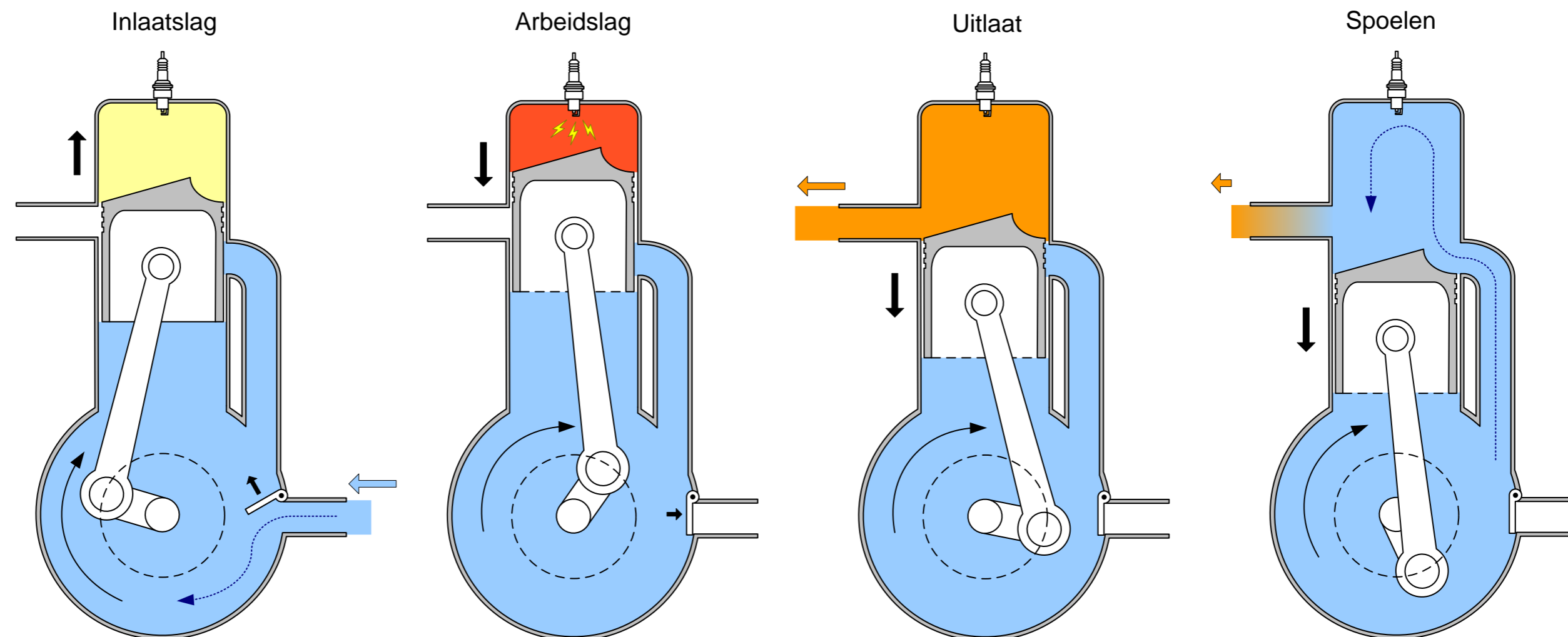
- De tweetakt vonkontstekingsmotor
  - Opbouw: zie figuur
  - Een aantal duidelijke verschillen met een 4-takt motor wat betreft de opbouw:
    - Geen uitlaatklep, enkel een **uitlaatpoort** (zuiger zorgt zelf voor de afsluitende werking)
    - De inlaat bevindt zich in de **krukkast**
    - De zuiger heeft een aangepast profiel bovenaan
    - De inlaatklep wordt niet aangedreven: het is een **terugslagklep** die zich sluit/opent naargelang het drukverschil tussen carburator en krukkast
    - De krukkast staat in verbinding met de verbrandingskamer via een **spoelpoort**
    - De hoogte van uitlaat- en spoelpoort is verschillend



## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- De tweetakt vonkontstekingsmotor

- Werking



- Bij 4-takt: krukast is gevuld met smeeroilie, bij 2-takt: smeeroilie toegevoegd aan de brandstof om de smering in de krukast te garanderen
- 1 arbeidslag per omwenteling → **vermogensdichtheid** x2 in vgl. met 4-takt motoren
- **Slechte brandstofefficiëntie:** bij **spoelen** gaat onverbrande brandstof via de uitlaat verloren

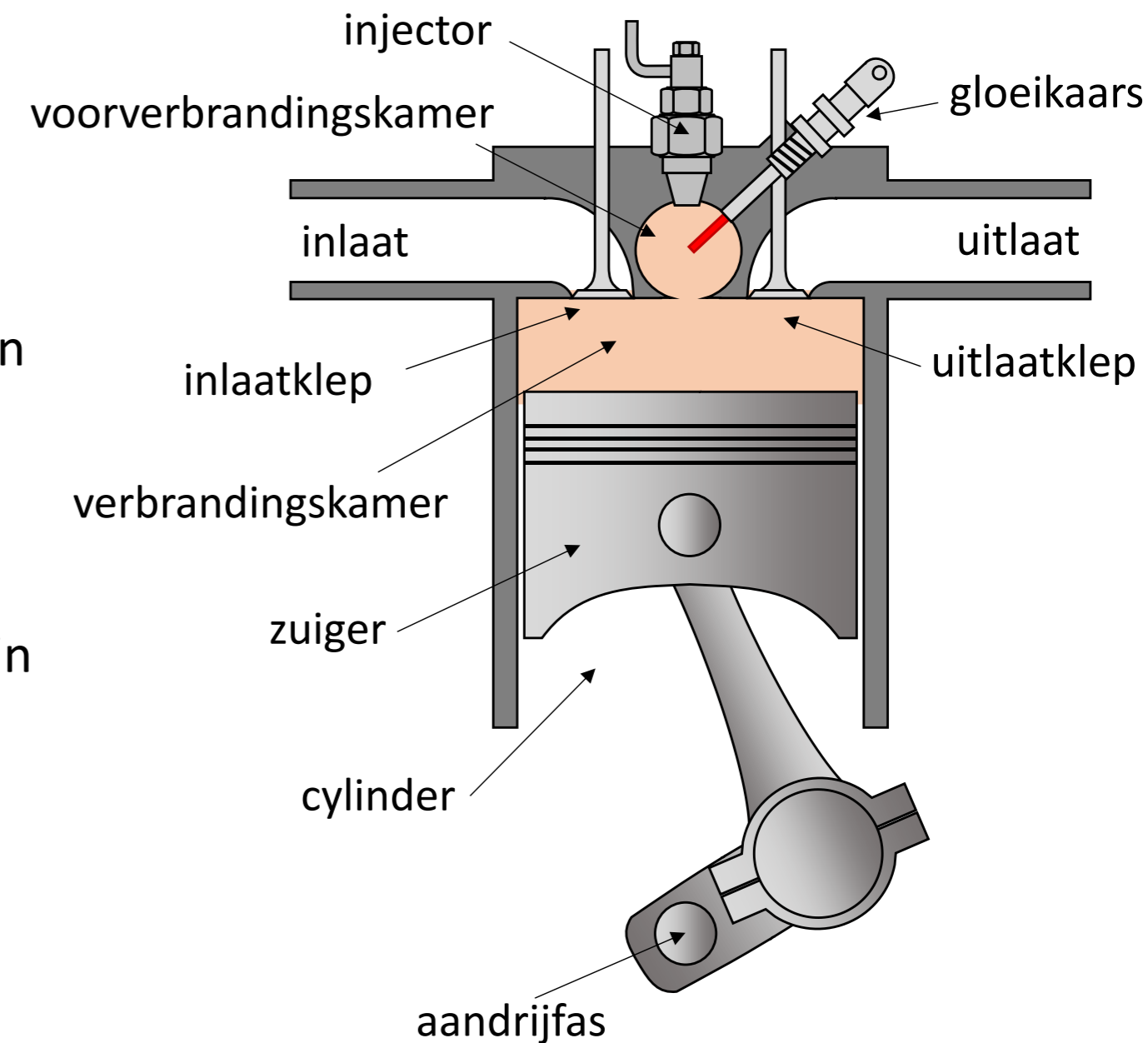
## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- De compressie-ontstekingsmotor

- Opbouw vrij identiek aan vonkontstekingsmotoren, uitgezonderd:

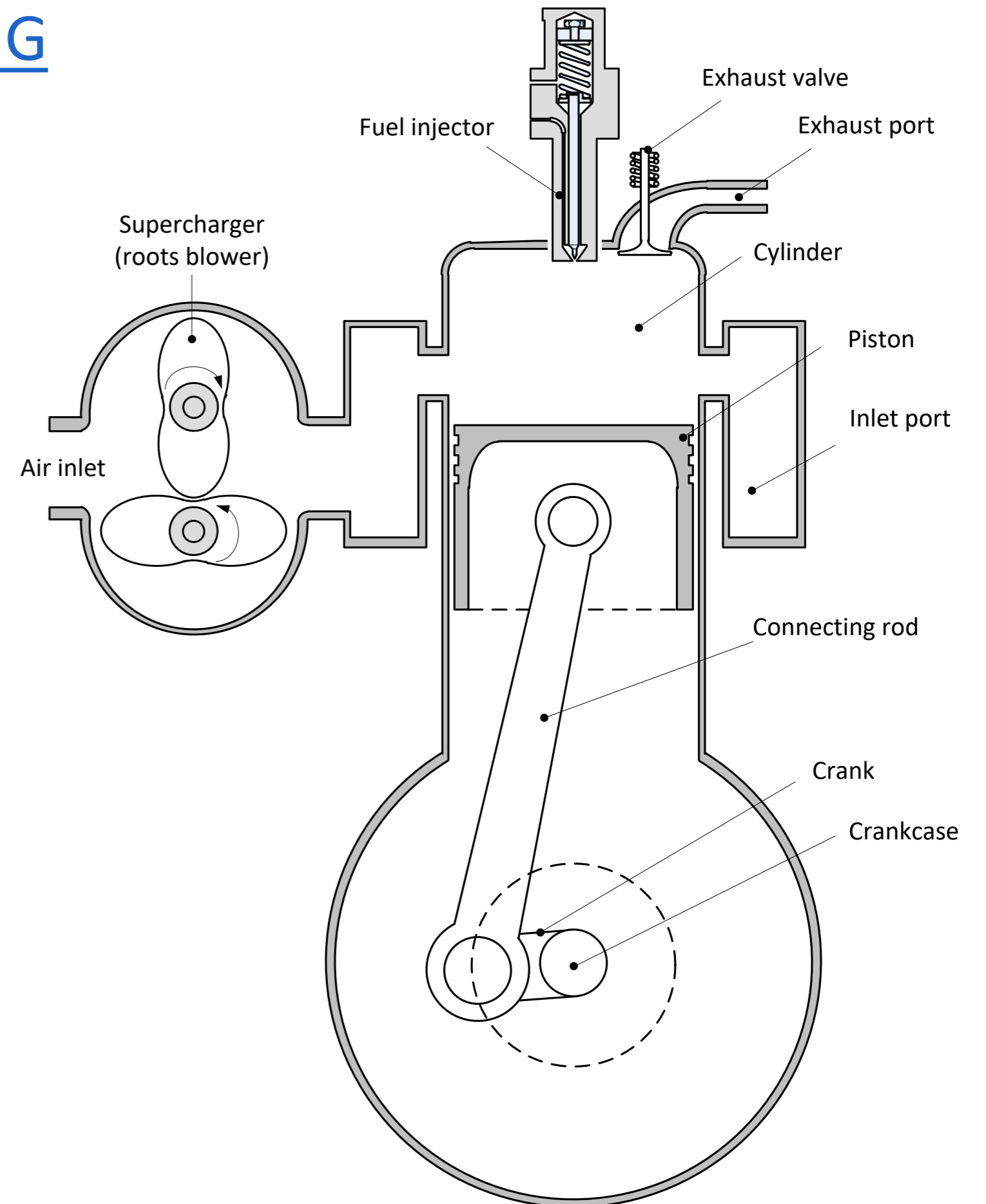
- De ontsteking wordt bewerkstelligd door de druk- en temperatuuropbouw (zelfontsteking) tijdens de compressieslag en niet door een ontstekingskaars
- Brandstof wordt ingespoten – bij BDP :
- Hetzij rechtstreeks in de verbrandingskamer (direct), hetzij eerst in een voorkamer (indirect)
- Bij hoge druk (1700 bar)
- Injectie via ‘common rail’ → een gemeenschappelijk hoge druk leiding

- Computergestuurde kleppen verdelen de brandstof vanuit de ‘common rail’ naar de verstuiver



## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

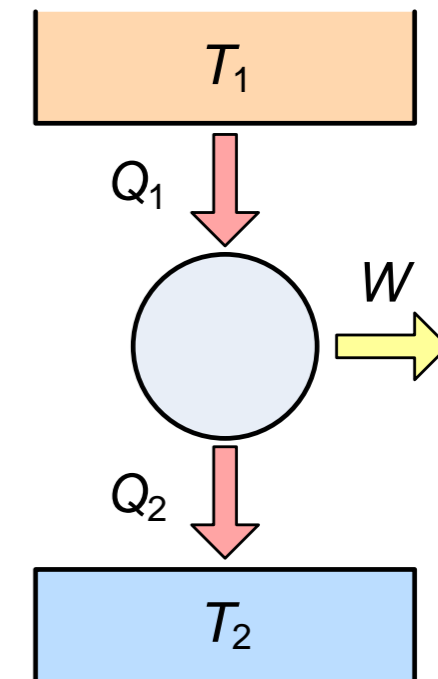
- De compressie-ontstekingsmotor
  - 2-takt ook mogelijk
  - Rechtstreekse inspuiting maakt één ontbranding mogelijk per omwenteling
  - Op druk zijnde inlaatlucht wordt niet geproduceerd door de zuiger/krankkast maar door een externe blazer/compressor (bijv. Rootscompressor)
  - Inlaatpoort en uitlaatklep



## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

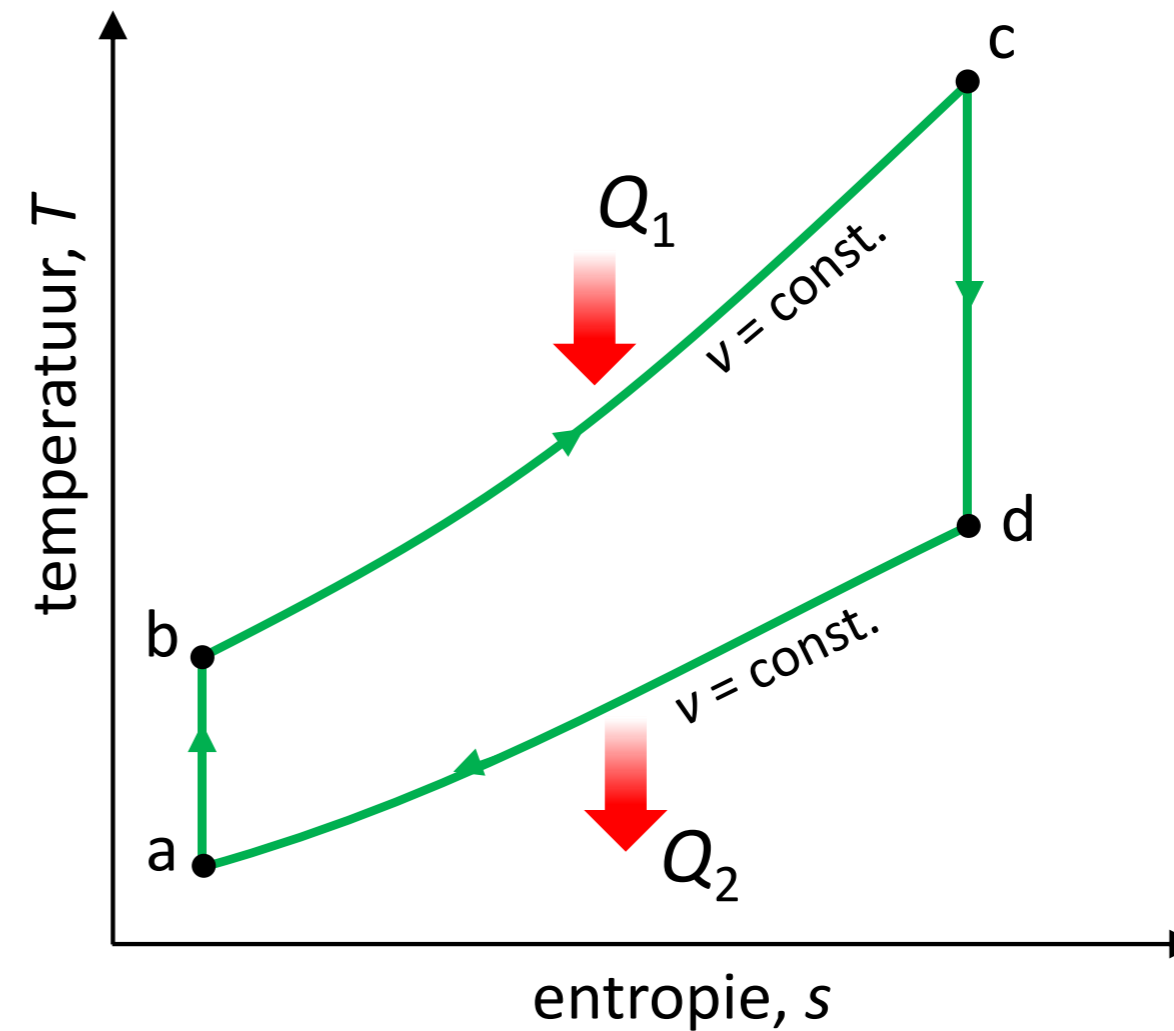
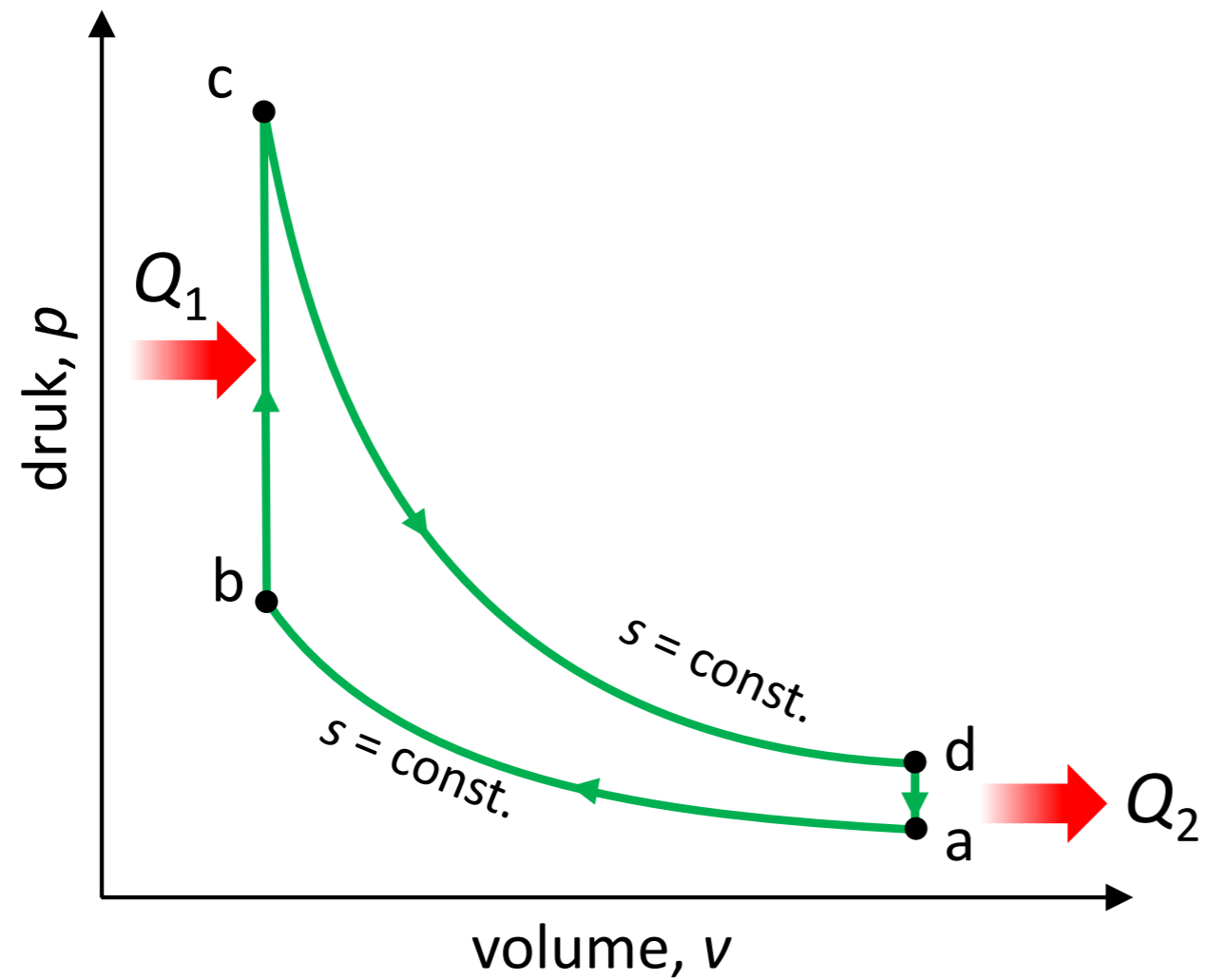
- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- De geïdealiseerde cyclus veronderstelt,
  - Werkstof is lucht
  - Werkstof gedraagt zich als ideaal gas
  - De warmtebron (= verbranding) is extern en warmtetoevoer is snel
    - → Warmtetoevoer en –afvoer bij constant volume (zuiger blijft in het BDP bij warmtetoevoer/ODP bij warmte-afvoet)
  - Isentropische (adiabatische) compressie en expansie
- Op toestandsdiagram



## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

### *de Ottocyclus*



## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- De efficiëntie (warmte in absolute waarde !),

$$\varepsilon = \frac{\text{netto geleverde arbeid}}{\text{netto toegevoegde warmte}} = \frac{W_{net}}{Q_{in}}$$

- Passen we de eerste hoofdwet toe op de cyclus,

$$\varepsilon = \frac{\text{warmte toegevoegd} - \text{warmte verwijderd}}{\text{warmte toegevoegd}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}}$$

- Stel dat er  $m$  werkmedium in de cyclus aanwezig is,

$$\begin{cases} \text{warmte toegevoegd} = Q_{in} = m \cdot c_v \cdot (T_c - T_b) \\ \text{warmte verwijderd} = Q_{out} = m \cdot c_v \cdot (T_d - T_a) \end{cases}$$



Constant volume ! Warmte-uitwisseling gebeurt verondersteld isochoor

## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- De efficiëntie wordt aldus

$$\varepsilon = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{T_a}{T_b} = 1 - \left(\frac{V_b}{V_a}\right)^{\gamma-1}$$

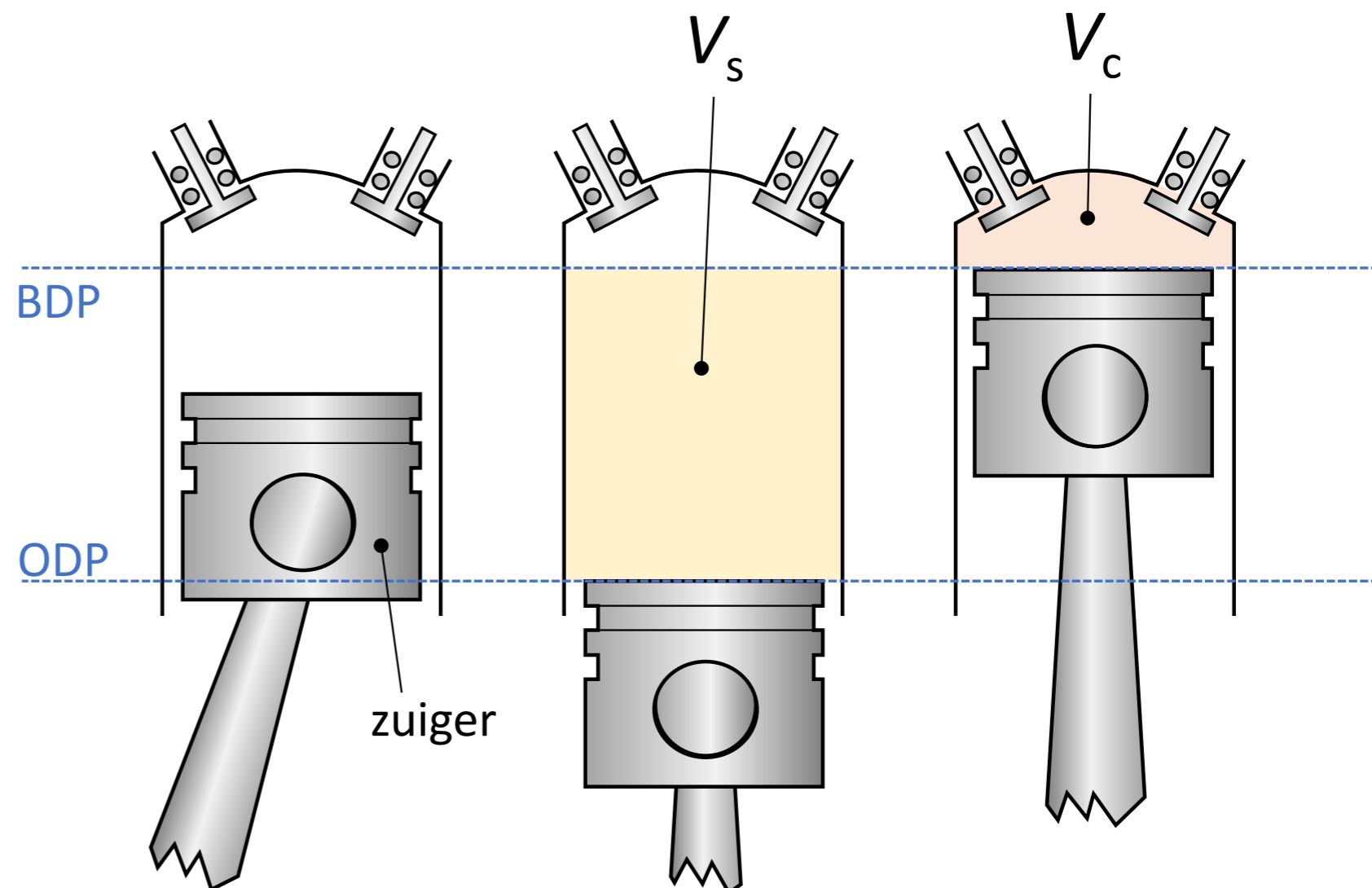
of

$$\varepsilon = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1}$$

- met  $r$  = de compressieverhouding

- $r = V_a/V_b = (V_s + V_b) / V_b$

- met  $V_s$  = slagvolume





## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

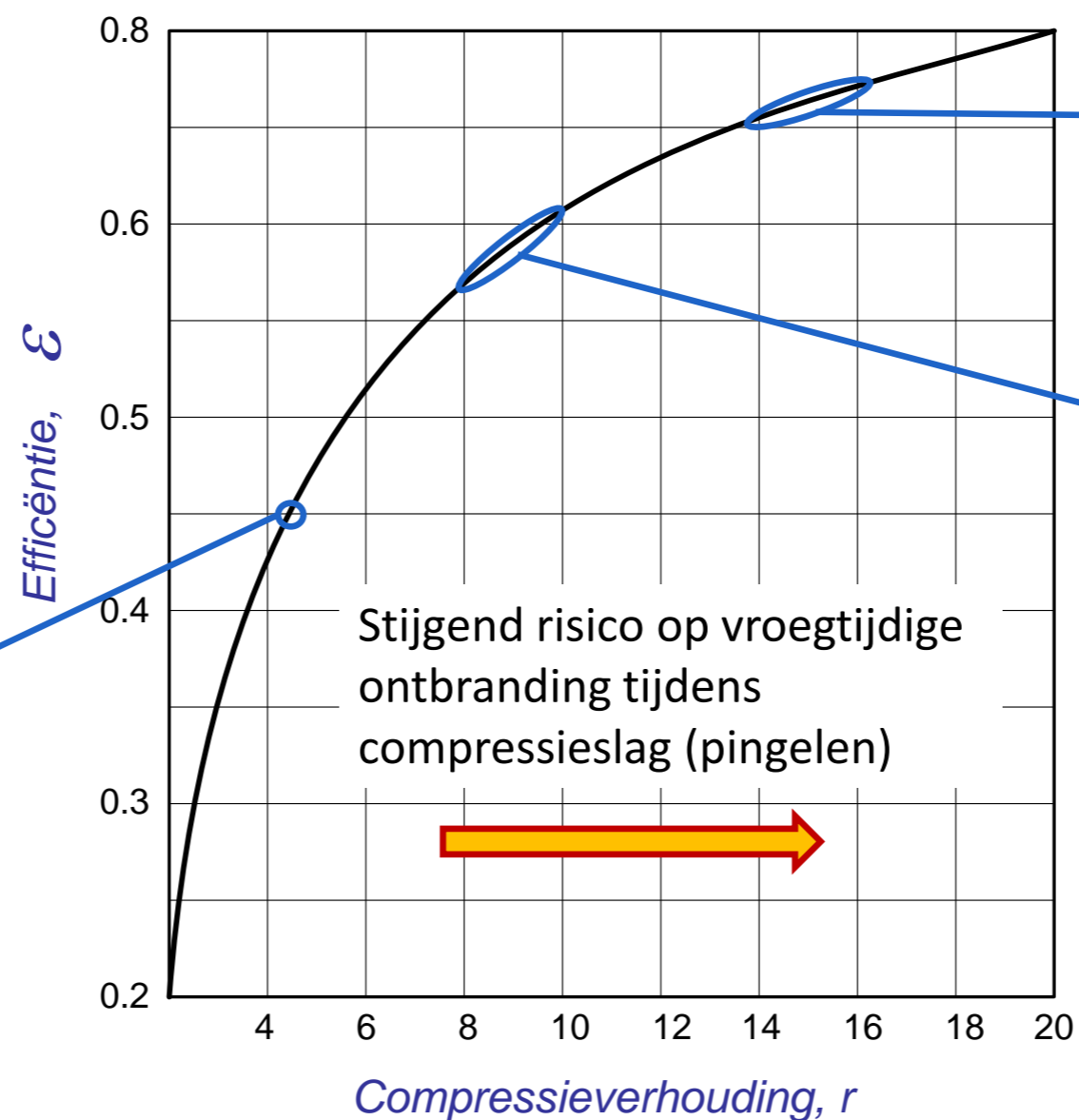
### • Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- De efficiëntie wordt aldus
- Voor lucht ( $\gamma = 1,4$ ) geeft dit:

$$\varepsilon = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1}$$



$r = 4,5$



$r = > 14$



$r = 8 \sim 10$

## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

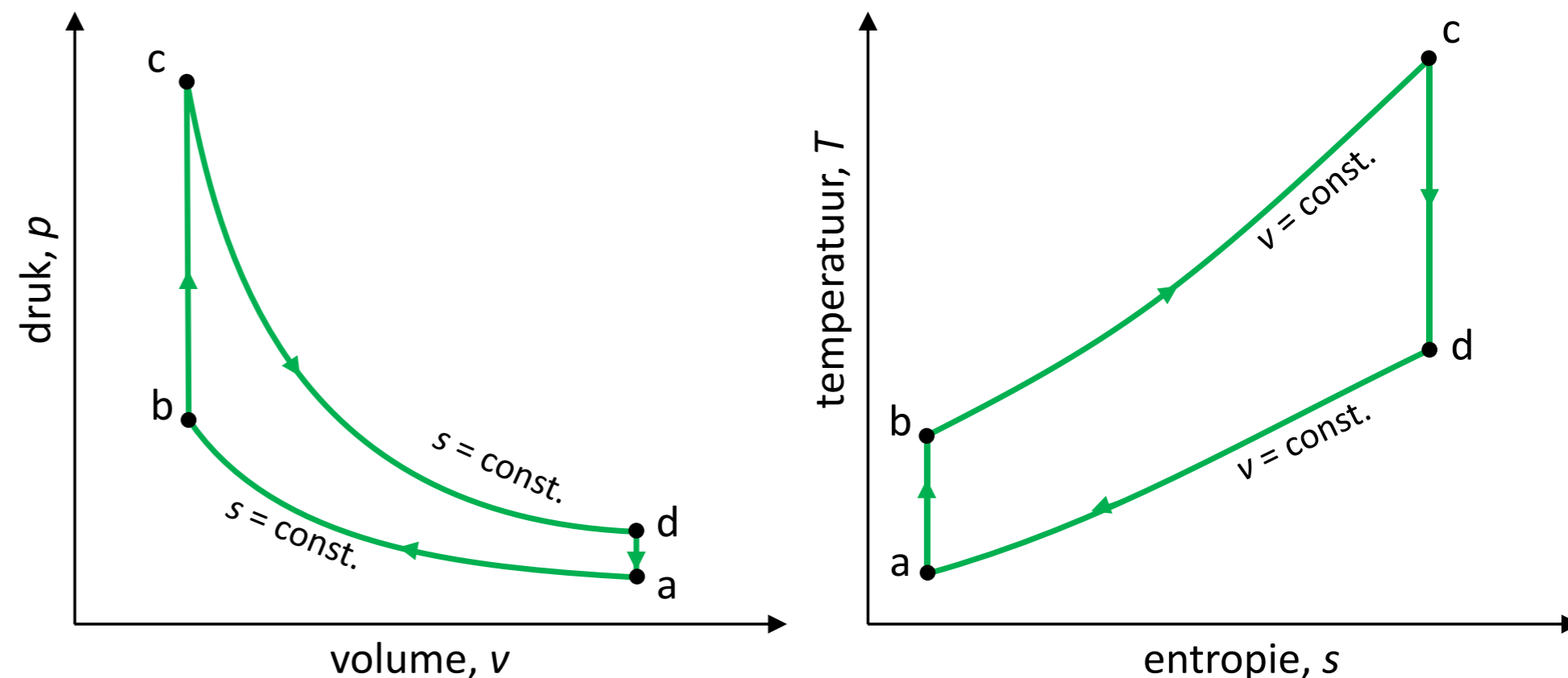
- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Ottocyclus*

- Rekenvoorbeeld

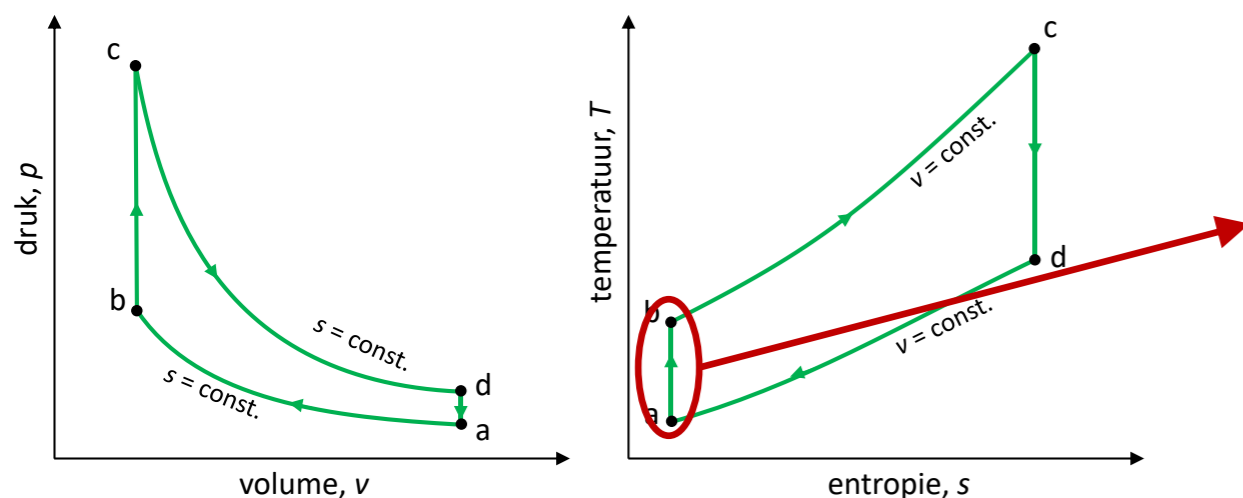
- $r = 10$
- $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$
- $T_1 = 15^\circ\text{C}$
- Warmtetoevoer (bij  $2 \rightarrow 3$ ) is gelijk  $1800 \text{ kJ/kg}$

- Bereken

- Druk en temperatuur in punt 4
- Efficiëntie
- MEP



## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



1. Stap 1 → 2: adiabatiese compressie (compressieslag) – isentropisch proces, dus

$$\begin{cases} s_2 = s_1 \\ \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \text{ en } \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} \text{ met } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

En uit de tabellen voor lucht weten we dat (kan eventueel ook via kinetische gastheorie afgeleid worden):

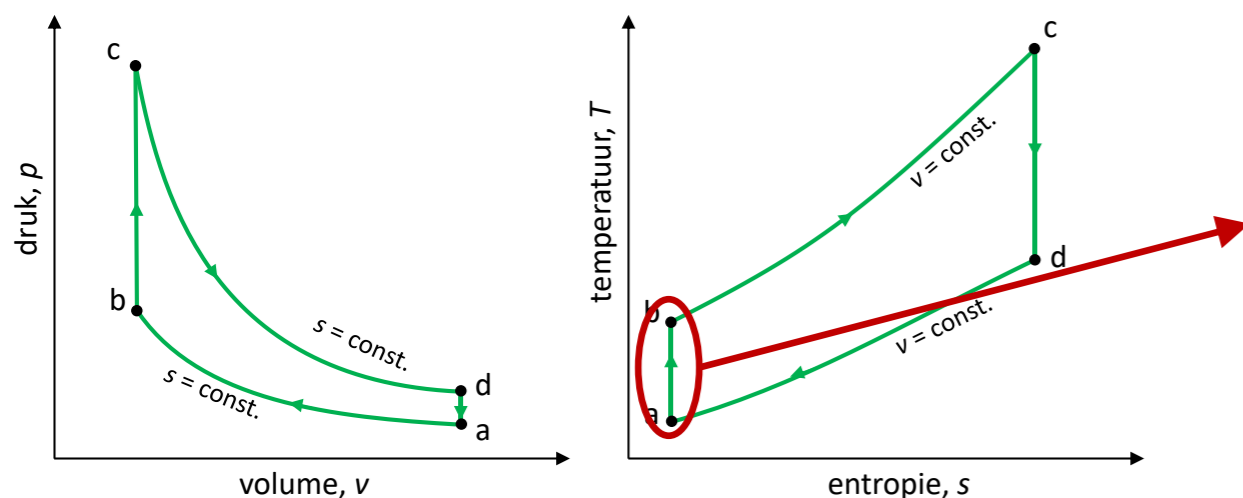
$$\text{Voor } T_1 = 288 \text{ K geldt: } \begin{cases} c_p = 1,0045 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \\ c_v = 0,7175 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{cases} \rightarrow \gamma = 1,4$$

Punt 1 heeft nu als eigenschappen

$$V_1 = \frac{n \cdot R \cdot T_1}{p_1} \rightarrow v_{m,1} = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 288 \text{ K}}{0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 0,024 \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}$$

$$T_1 = 288 \text{ K en } p_1 = 0,1 \text{ MPa}$$

## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



1. Stap 1 → 2: adiabatiese compressie (compressieslag) – isentropisch proces, dus

$$\begin{cases} s_2 = s_1 \\ \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \text{ en } \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} \text{ met } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

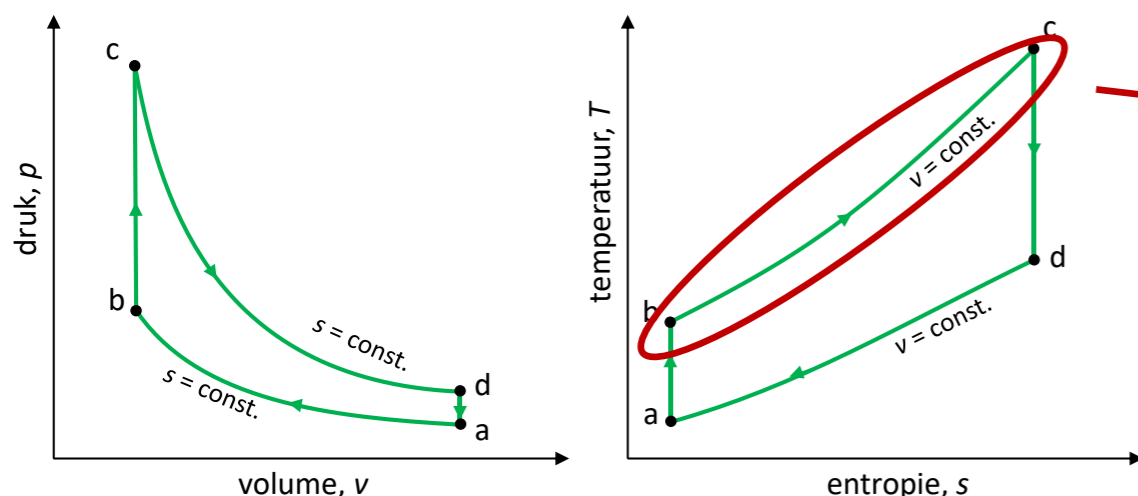
Punt 2 heeft nu als eigenschappen

$$v_{m,2} = \frac{v_{m,1}}{r} = \frac{0,024 \frac{m^3}{mol}}{10} = 0,0024 \frac{m^3}{mol}$$

$$T_2 = T_1 \cdot r^{\gamma-1} = 288 \text{ K} \cdot 10^{0,4} = 723 \text{ K}$$

$$p_2 = p_1 \cdot r^{\gamma} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 10^{1,4} = 2,512 \text{ MPa}$$

## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



2. Stap 2 → 3: isochore warmtetoevoer, de toegevoegde warmte bedraagt

$$q_{in} = q_{2-3} = u_3 - u_2 = c_v \cdot (T_3 - T_2)$$

In bovenstaande is  $q_{in}$  gegeven (1800 kJ/kg), maar  $T_3$  is de onbekende:

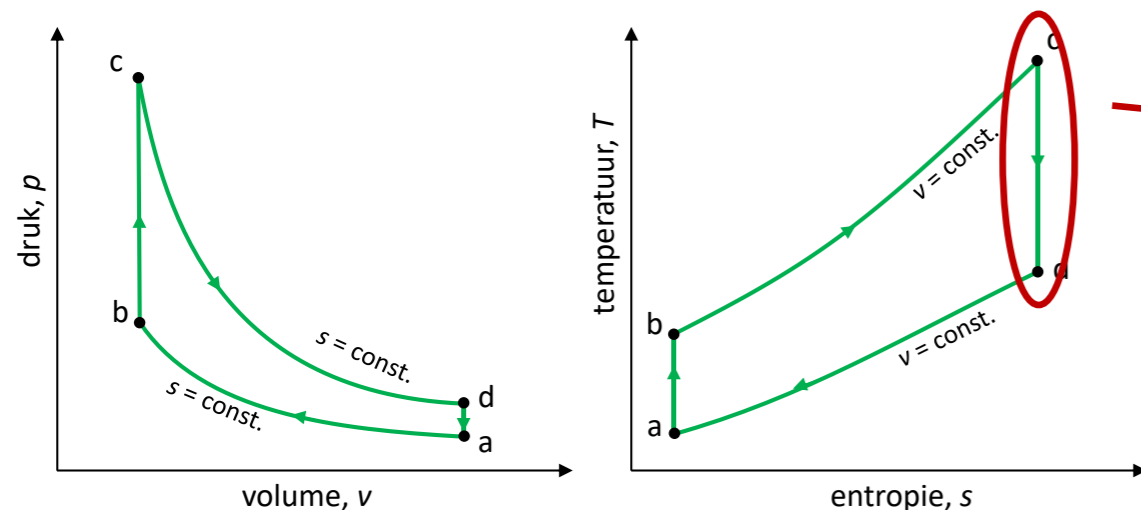
$$T_3 = \frac{q_{in}}{c_v} + T_2 = \frac{1800 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0,7175 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} + 723 \text{ K} = 3234 \text{ K}$$

Punt 3 heeft nu als druk:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} \rightarrow p_3 = \frac{T_3}{T_2} \cdot p_2 = \frac{3234 \text{ K}}{723 \text{ K}} \cdot 2,512 \text{ MPa} = 11,2 \text{ MPa}$$

Bemerk dat de overgang 2 naar 3 isochoor is, dus uit de ideale gaswet volgt dat  $p/T = c^{te}$

## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



3. Stap 3 → 4: adiabatische en isentropische expansie

$$\begin{cases} s_4 = s_3 \\ \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} \end{cases} \text{ en } \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma}$$

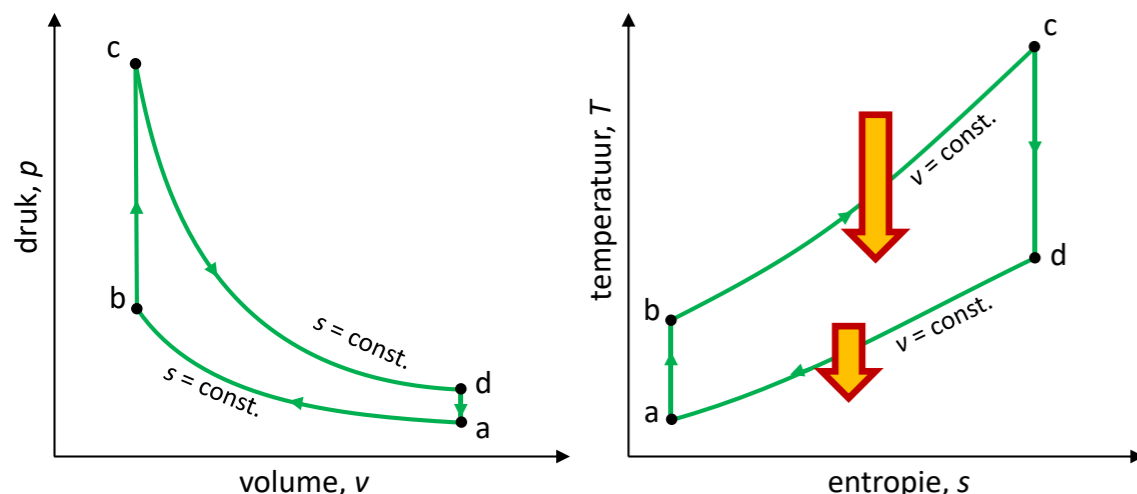
$$\begin{cases} T_4 = \frac{T_3}{r^{\gamma-1}} = \frac{3234 \text{ K}}{10^{0,4}} = \underline{1287,5 \text{ K}} \\ p_4 = \frac{p_3}{r^{\gamma}} = \frac{11,2 \text{ MPa}}{10^{1,4}} = \underline{0,45 \text{ MPa}} \end{cases}$$

Efficiëntie kan met de afgeleide formules worden berekend (ideale cyclus):

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{10^{1,4-1}} = 0,602$$

→ kan ook via  $q_{in}$  en  $q_{out}$  berekend worden !

## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



Om de gemiddelde effectieve druk te berekenen:

- We delen netto arbeid door volumeverandering
- Netto arbeid = opgenomen warmte ( $q_{in}$ ) min afgestane warmte

$$q_{in} = 1800 \frac{kJ}{kg}$$

$$q_{out} = u_4 - u_1 = c_v \cdot (T_4 - T_1)$$

$$= 0,7175 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (1287,5 K - 288 K) = 716,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$w_{net} = q_{in} - q_{out} = 1800 \frac{kJ}{kg} - 716,5 \frac{kJ}{kg} = 1083,5 \frac{kJ}{kg} \quad (= \varepsilon \cdot q_{in})$$

- MEP = netto arbeid door volumeverandering

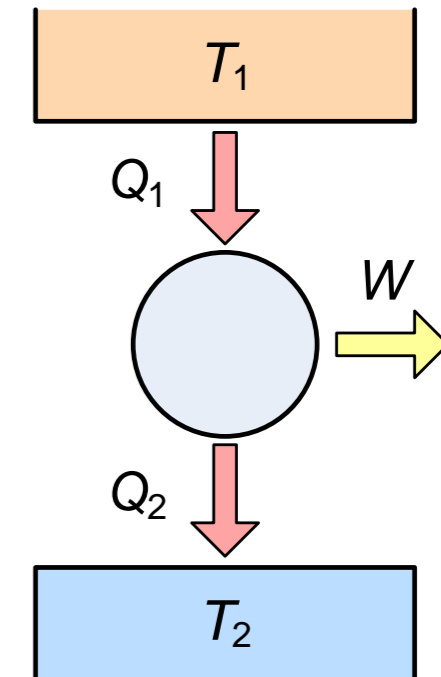
$$MEP = \frac{w_{net}}{v_1 - v_2} = \frac{1083,5 \frac{kJ}{kg}}{0,828 \frac{m^3}{kg} - 0,0828 \frac{m^3}{kg}} = 1456 \text{ kPa}$$

$$\text{met } \begin{cases} v_1 = \frac{0,024 \frac{m^3}{mol}}{28,97 \frac{g}{mol}} = 0,828 \frac{m^3}{kg} \\ v_2 = \frac{0,0024 \frac{m^3}{mol}}{28,97 \frac{g}{mol}} = 0,0828 \frac{m^3}{kg} \end{cases}$$

## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Dieselcyclus*

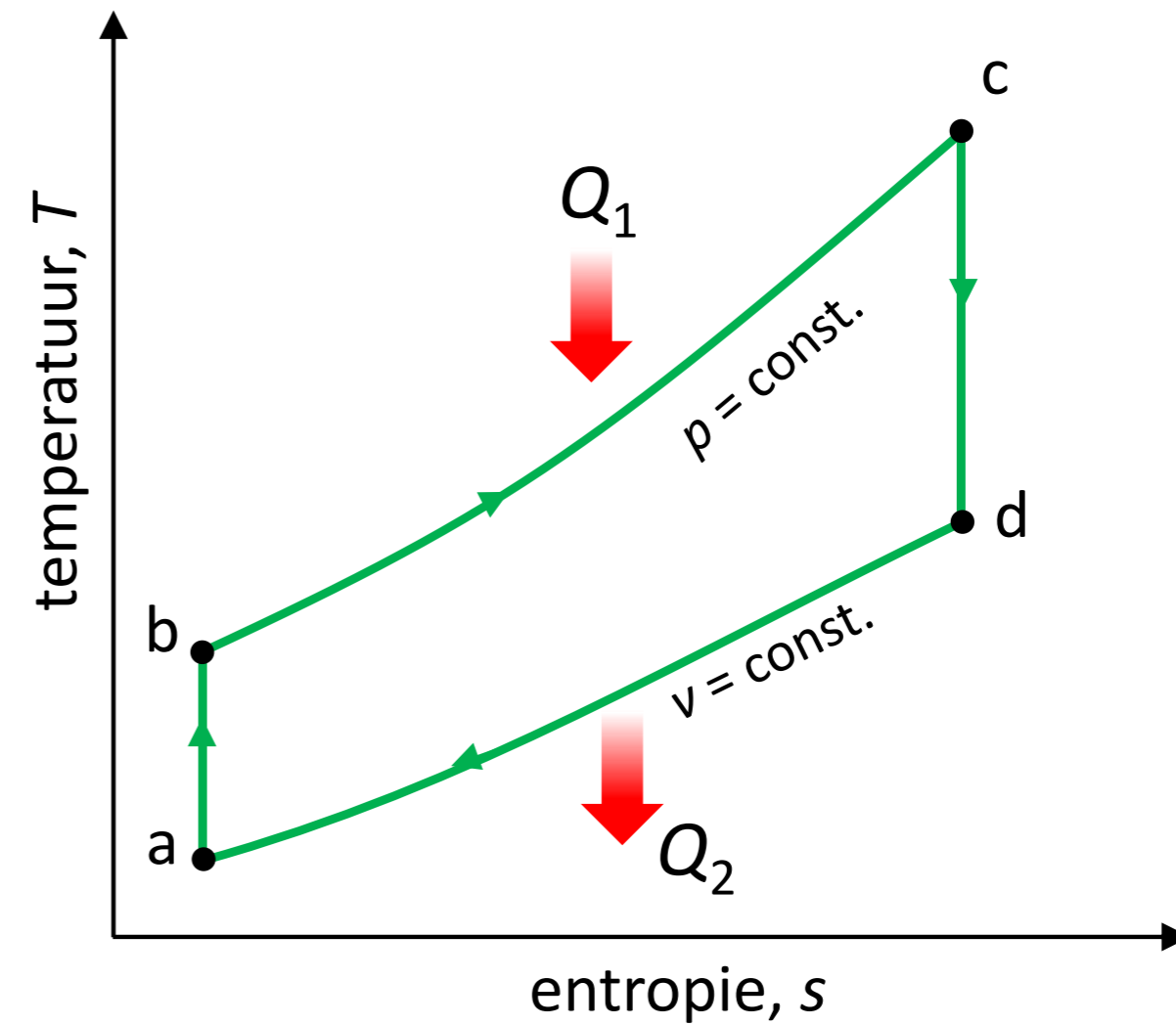
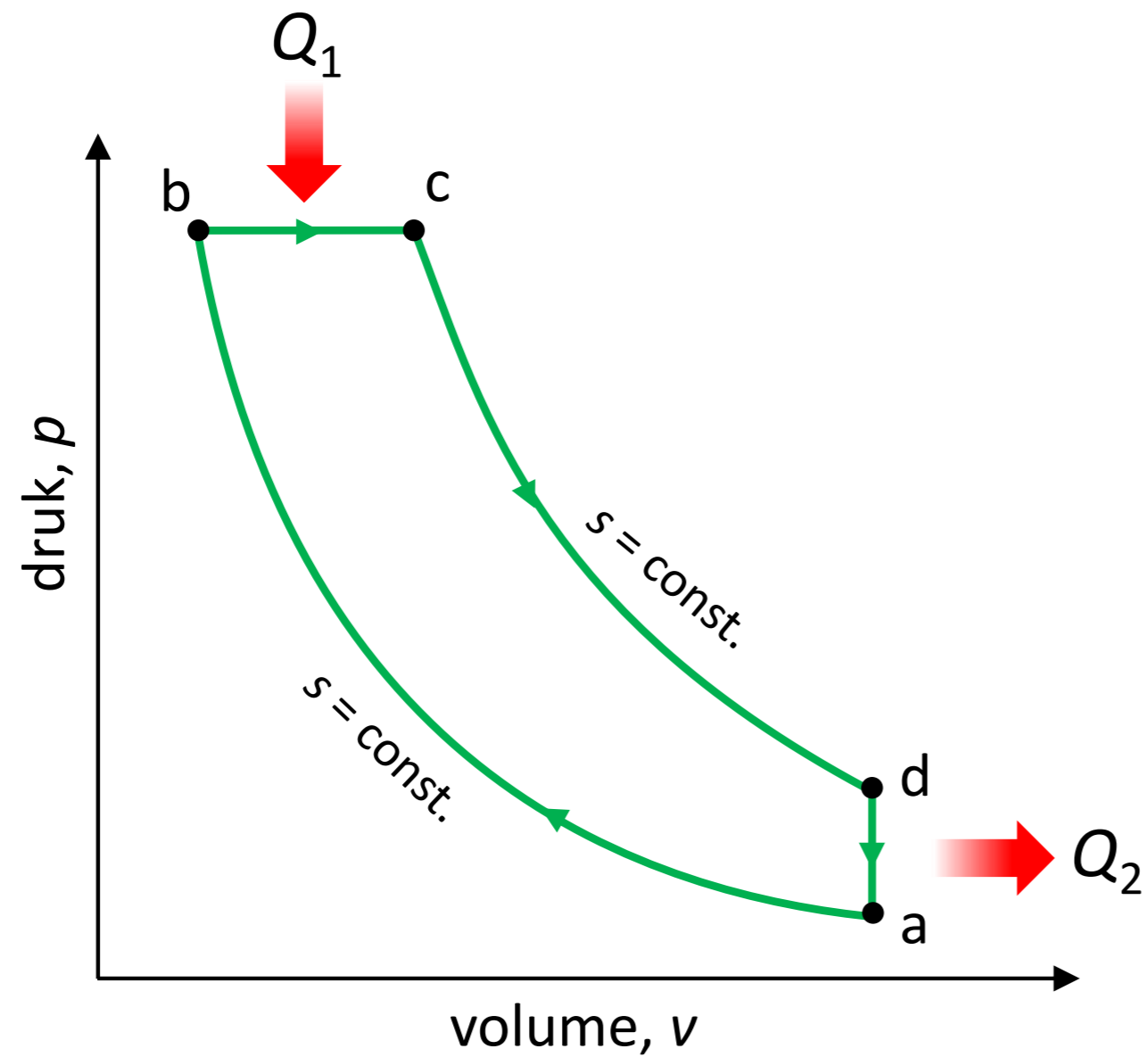
- De geïdealiseerde cyclus veronderstelt,
  - Werkstof is lucht
  - Werkstof gedraagt zich als ideaal gas
  - De warmtebron (= verbranding) is extern en warmtetoevoer is traag
    - → Warmtetoevoer bij constante druk, isobaar (zuiger beweegt naar beneden reeds gedurende de ontbranding)
    - → Warmte-afvoer bij constant volume (zuiger blijft in het BDP bij warmtetoevoer/ODP bij warmte-afvoet)
  - Isentropische (adiabatische) compressie en expansie





## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

### *de Dieselcyclus*



## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: de Dieselcyclus

- De efficiëntie (warmte in absolute waarde !),

$$\varepsilon = \frac{\text{netto geleverde arbeid}}{\text{netto toegevoegde warmte}} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_{in}}$$

- Passen we de eerste hoofdwet toe op de cyclus,

$$\varepsilon = \frac{\text{warmte toegevoegd} - \text{warmte verwijderd}}{\text{warmte toegevoegd}} = \frac{\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}}$$

- Stel dat er  $\dot{m}$  werkmedium in de cyclus aanwezig is,

$$\begin{cases} \text{warmte toegevoegd} = \dot{Q}_{in} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_c - T_b) \\ \text{warmte verwijderd} = \dot{Q}_{out} = \dot{m} \cdot c_v \cdot (T_d - T_a) \end{cases}$$

Constante druk! Warmtetoevoer gebeurt verondersteld **isobaar**

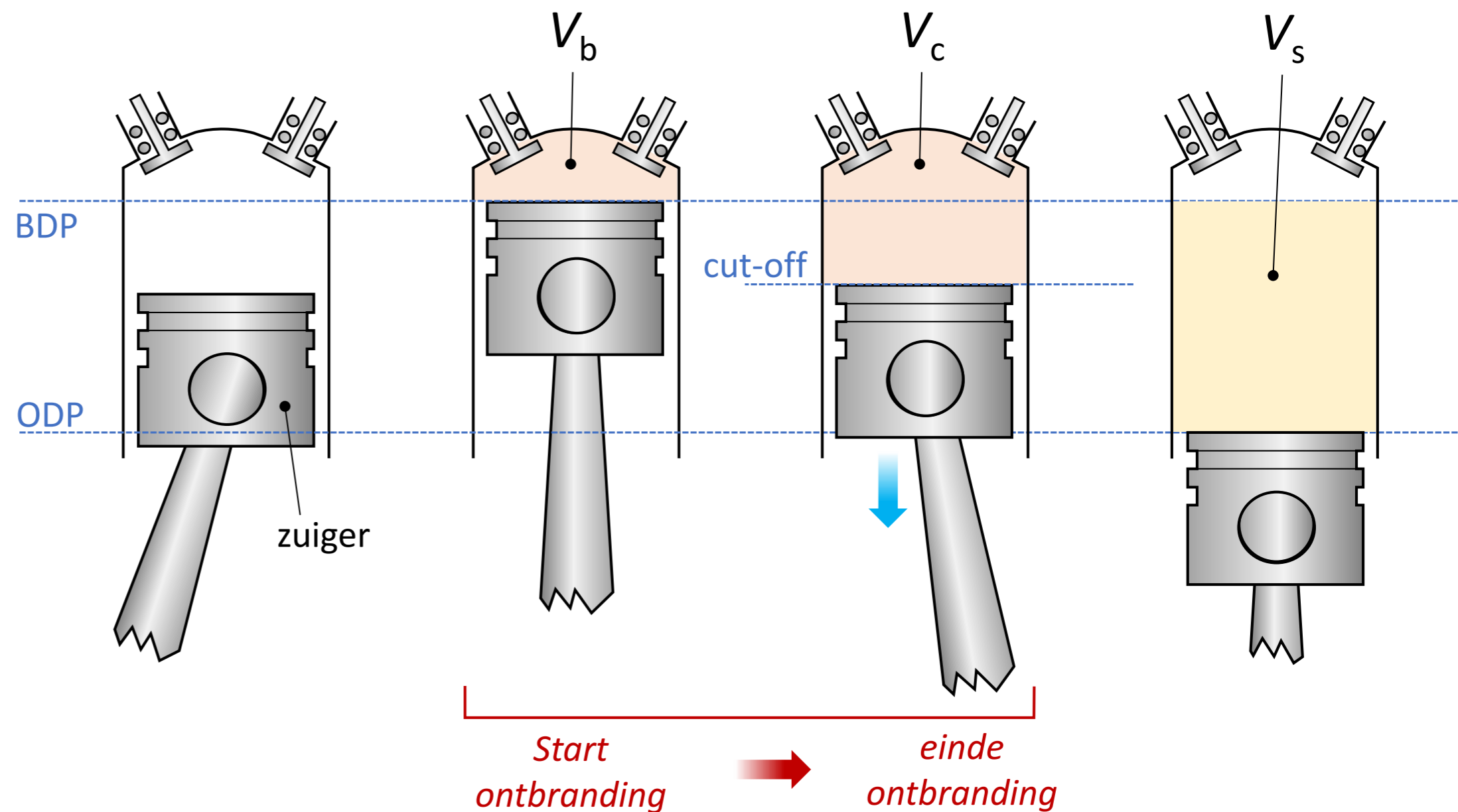
Constant volume ! Warmte-afvoer gebeurt verondersteld **isochoor**

## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Dieselcyclus*
- Efficiëntie wordt aldus

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \left( \frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma \cdot (r_c - 1)} \right)$$

$$\text{cut-off ratio} = r_c = \frac{T_c}{T_b} = \frac{V_c}{V_b}$$

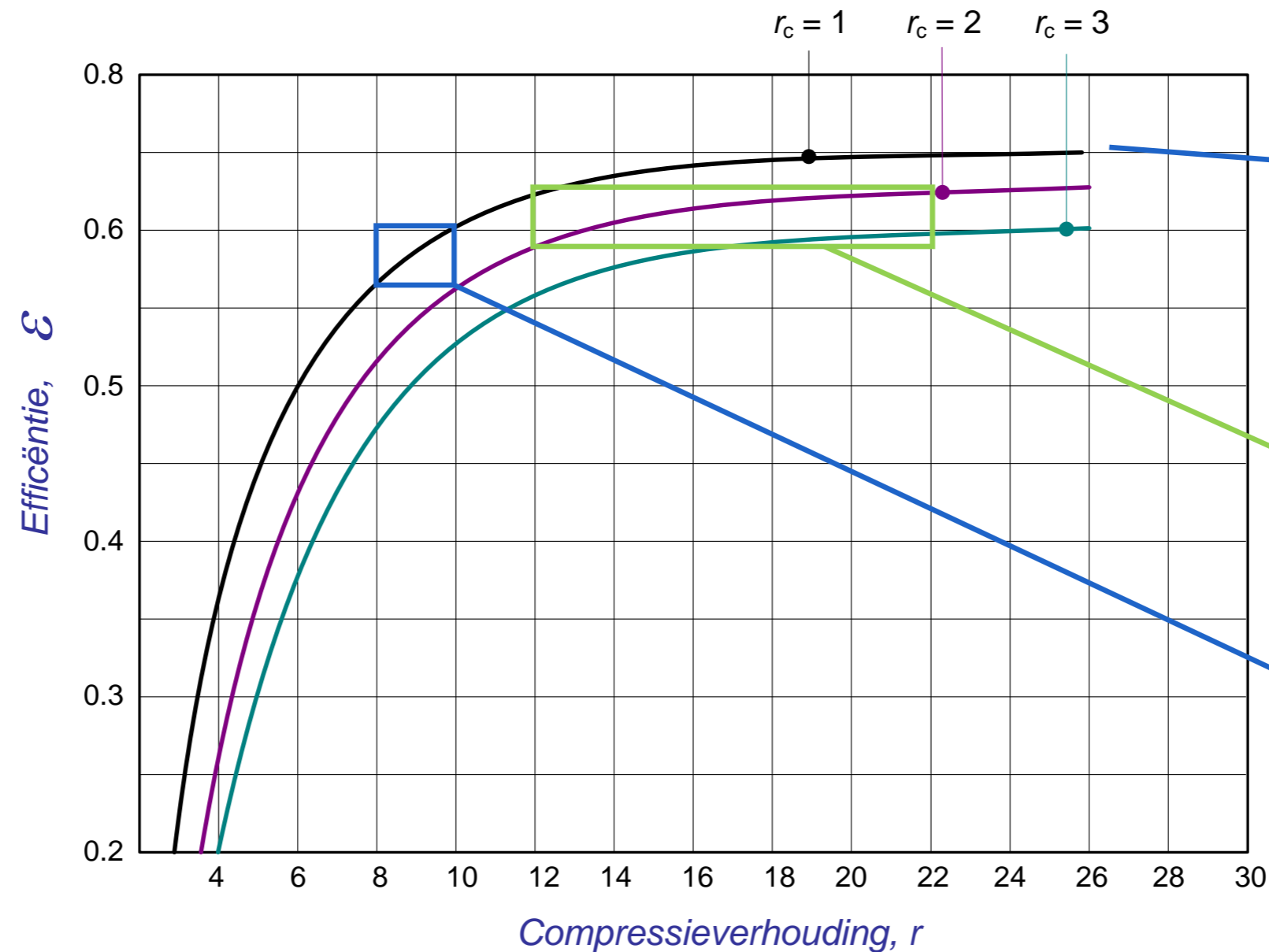


# 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

## • Thermodynamische analyse: vonkontstekingsmotoren: *de Dieselcyclus*

- Efficiëntie

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \left( \frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma \cdot (r_c - 1)} \right)$$



- Bemerk als  $r_c = 1$  dan de efficiëntie van Diesel- gelijk is aan die van de Ottocylus
- Als  $r_c = 1 \rightarrow$  isochoor proces



Diesel



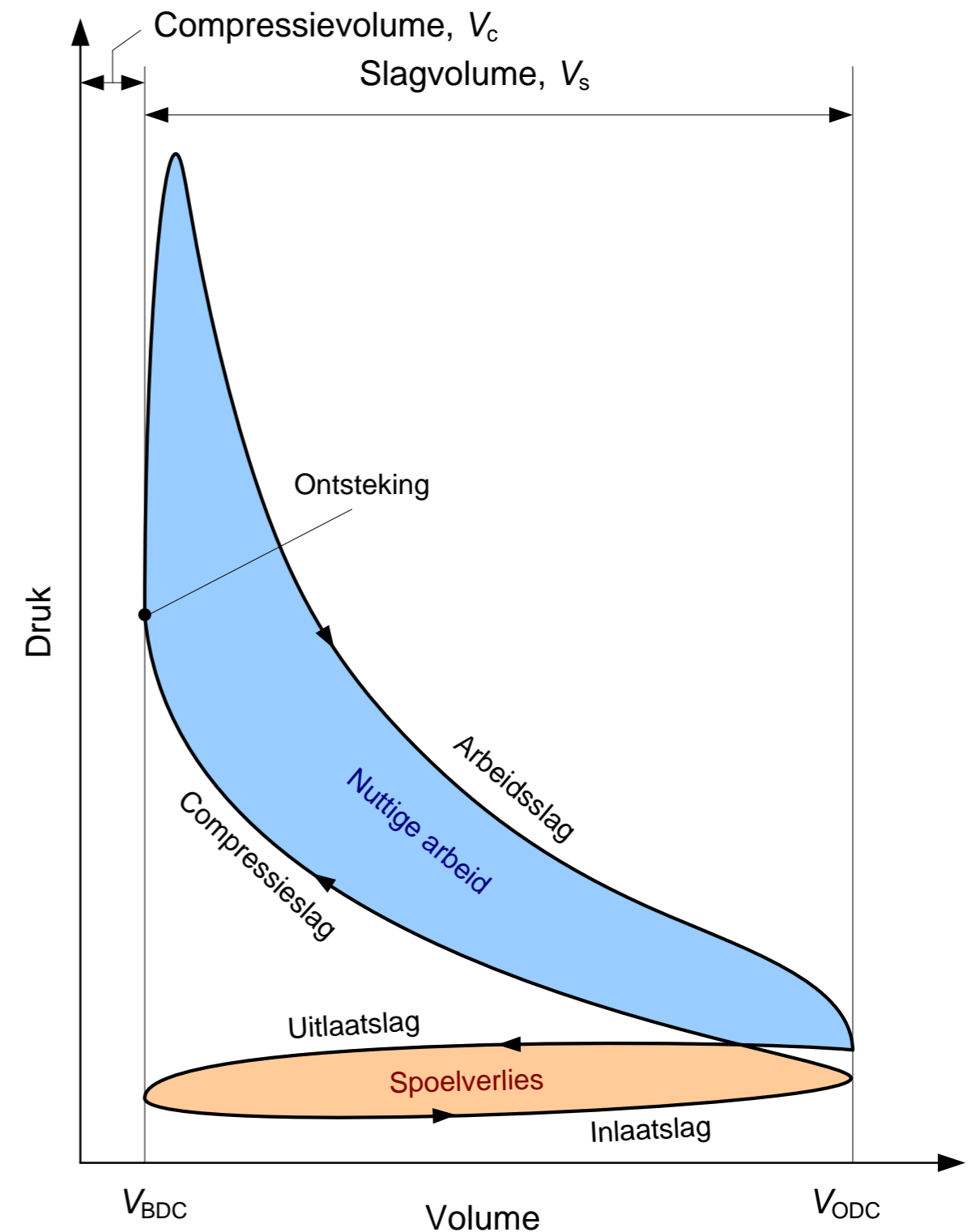
Benzine

## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

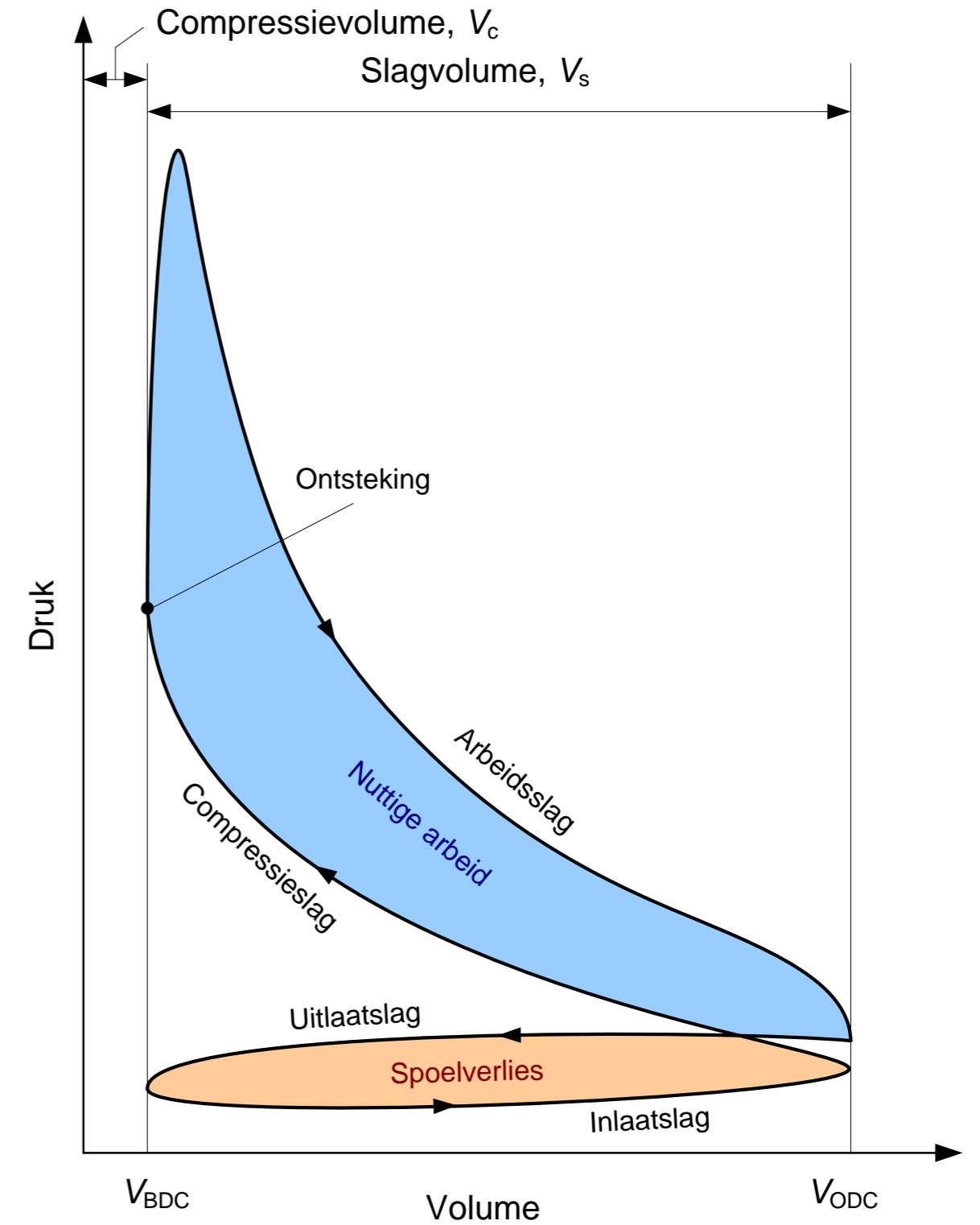
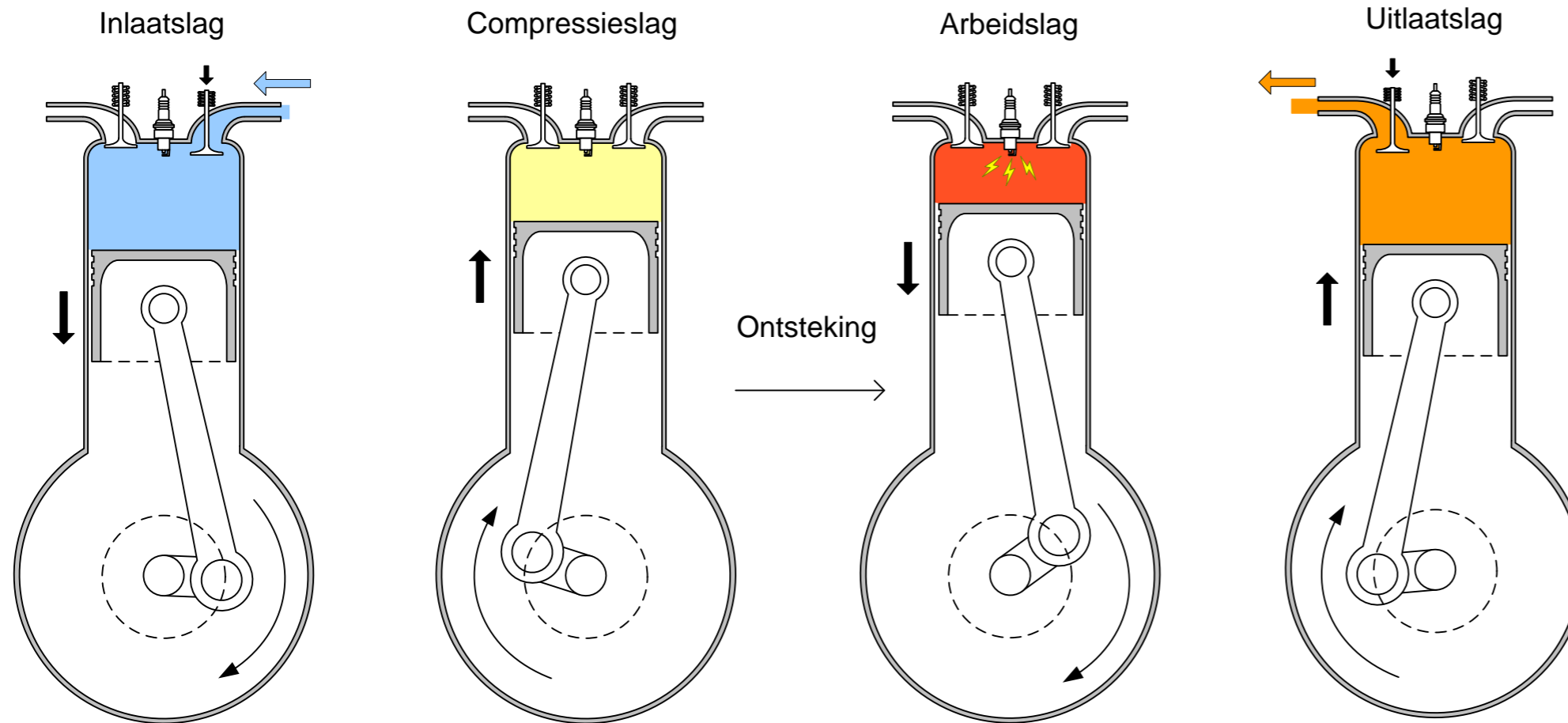
### • Thermodynamische analyse: Werkelijke cyclus

#### De werkelijke Ottocycclus

- Verbranding niet bij constante  $P$  of  $T$
- 4-takt motoren: twee omwentelingen per cyclus
- Indicatorgram (= werkelijk toestandsdiagram):
- 2 lussen
  - Compressie/arbeidslag, nuttige arbeid wordt geleverd door de zuiger
  - In- en uitlaatslag, arbeid wordt geleverd aan de zuiger (verlies) om
    - Lucht aan te zuigen vanuit de kleppen, carburator, luchtfilter,...
    - Uitlaatgassen te stuwen doorheen de kleppen, afvoer, geluidsdemper, katalysatoren en evt. roetfilters



# 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING



## 4.2. CYCLI MET INWENDIGE VERBRANDING

- Thermodynamische analyse: Efficiëntie in de werkelijke cyclus

- Def. gemiddelde arbeidsdruk (indicated mean effective pressure):

$$IMEP = \frac{\oint p \cdot dV}{V_s}$$

- Def. Geïndiceerde arbeid, geïndiceerd vermogen
- Remarbeid = Geïndiceerde arbeid - inwendige verliezen
- Remvermogen
- Def. schijnbaar gemiddelde arbeidsdruk (brake mean effective pressure)

$$BMEP = \frac{\text{netto arbeid geleverd per cyclus}}{V_s}$$

- De mechanische efficiëntie,

$$\varepsilon_m = \frac{BMEP}{IMEP}$$

